

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В. В. ЛУКНИЦКИЙ

ЗАДАЧНИК ПО ТЕПЛОВЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ СТАНЦИЯМ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено

*Главным управлением политехнических
и машиностроительных вузов
Министерства высшего образования СССР
в качестве учебного пособия
для теплотехнических специальностей
высших учебных заведений*

WWW.03-TS.RU



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1956 ЛЕНИНГРАД

ЭТ-52

Задачник составлен применительно к основным разделам курса «Тепловые электрические станции» для студентов, специализирующихся по промышленной теплоэнергетике.

Наибольшее внимание в задачнике уделено вопросам, связанным с режимом работы электростанций и его влиянием на тепловую экономичность станции и себестоимость энергии, а также устройствам для собственных нужд станции.

Значительное количество задач посвящено вычислению к. п. д. КЭС и ТЭЦ и технико-экономическим расчетам для типичных случаев выбора вариантов оборудования.

Задачник предназначен для студентов-теплотехников, но может быть полезен и для инженеров, уже работающих по эксплуатации электростанций, так как большинство задач представляет не только теоретический, но и практический интерес.

Автор Всеволод Всеволодович Лукницкий
ЗАДАЧНИК ПО ТЕПЛОВЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ СТАНЦИЯМ

Редактор А. С. Богорозский

Техн. редактор Г. Е. Ларионов

Сдано в пр-во 12/1 1956 г.

Подписано к печати 7/IV 1956 г.

Бумага 60х92¹/₁₆

14,5 л. л.

Уч.-изд. л. 16,3

T-04106

Тираж 11 000

Цена в переплете № 7—7 р 20 к., № 5—6 р. 70 к.

Зак. 1023

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлязовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ К 1-му ИЗДАНИЮ

Задачник по теплосиловым установкам составлен применительно к курсу «Промышленные теплосиловые станции», читаемому в Московском энергетическом институте имени В. М. Молотова студентам, специализирующимся по промышленной теплотехнике; тематика задач охватывает наиболее важные вопросы основных разделов этого курса.

Во всех вышедших до сего времени в свет учебниках и учебных пособиях по теплосиловым установкам наибольшее внимание уделялось тепловым схемам станций, их деталям, часто весьма второстепенным, и влиянию параметров пара на удельные расходы пара и тепла, причем изложение этих вопросов сопровождалось значительным количеством примеров и задач.

Именно поэтому в данном задачнике по этим вопросам дается количество задач меньшее, чем по тем разделам курса, которые обычно освещаются недостаточно, хотя являются наиболее важными для инженеров, практически работающих по эксплуатации тепловой части электрических станций.

Наибольшее внимание при эксплуатации приходится уделять вопросам режима работы станции в целом и ее отдельных элементов, а также устройствам для собственных нужд. Однако эта основная область эксплуатации станций, как уже отмечено, изучается недостаточно и слишком схематично, обычно без практических задач и примеров.

Поэтому в настоящем задачнике значительное количество задач посвящено вопросам пользования режимными диаграммами для машин с отбором пара, работе по заданным электрическому и тепловому графикам, влиянию режима работы станции на ее тепловую экономичность и себестоимость вырабатываемой энергии, а также установкам

для собственных нужд станции и способам уменьшения расхода ими энергии.

Несколько задач дано на вычисление и анализ коэффициента использования тепла топлива на ТЭЦ и к. п. д. ТЭЦ по выработке и отпуску электрической энергии (по методу, принятому в Министерстве электростанций).

В последнем разделе задачника помещены задачи на технико-экономические расчеты для выбора одного из вариантов оборудования и на типичные случаи проверки целесообразности капиталовложений для повышения тепловой экономичности установок. Эти вопросы, несмотря на их принципиальную простоту и несложность методики, обычно затрудняют студентов, и включение их в задачник автор считает весьма полезным.

В. В. Лукницкий

ПРЕДИСЛОВИЕ КО 2-МУ ИЗДАНИЮ

В связи с переименованием в новых учебных планах дисциплины «Промышленные теплосиловые станции» второе издание задачника выпускается под названием «Задачник по тепловым электрическим станциям». В него введены дополнительные задачи, связанные с использованием отработавшего тепла производственных механизмов промышленного предприятия в тепловой схеме электростанции и применением на ней экономайзеров низкого давления, задача, показывающая влияние коэффициента теплофикации на тепловую экономичность ТЭЦ, а также задача на сравнение экономичности «надстроек» и «пристроек» высокого давления для станций среднего давления. Добавлена задача, показывающая влияние использования тепла отходящих газов на станциях с двигателями внутреннего сгорания на экономичность станции. Кроме того, добавлено несколько задач по другим разделам задачника, в частности по расчету паропроводов, испарительных и паропреобразовательных установок, а также уточнены и развиты многие старые задачи.

Автор приписит благодарность доценту Ивановского энергетического института канд. техн. наук Б. И. Шапошникову за ценные указания при рецензировании рукописи, а также ассистенту кафедры промышленной теплоэнергетики МЭИ А. С. Богородскому за тщательную проверку цифрового материала в решениях задач и сотруднику той же кафедры Н. В. Гальпериной за помощь в оформлении рукописи.

Пожелания для дальнейшего улучшения задачника автор просит направлять в Издательство.

В. В. Лукницкий

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие к 1-му изданию	3
Предисловие к 2-му изданию	5

Глава первая

Графики нагрузки. Диаграммы режимов работы машин с отбором пара. Коэффициенты режима работы электростанций	7
--	---

Глава вторая

Удельные, часовые и годовые расходы пара и тепла. Распределение нагрузки между агрегатами	29
---	----

Глава третья

Коэффициенты полезного действия станций различных типов и их элементов. Экономия топлива от использования отработавшего тепла	69
---	----

Глава четвертая

Тепловые схемы электростанций и их элементы. Станционные подогревательные установки для тепловых сетей	112
--	-----

Глава пятая

Собственные нужды и вспомогательные устройства электрических станций	157
--	-----

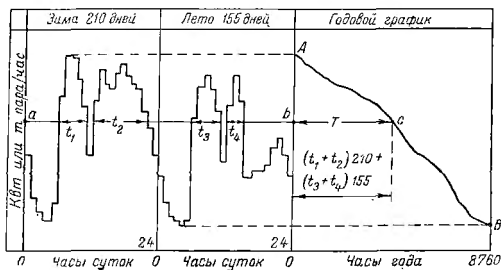
Глава шестая

Себестоимость энергии и технико-экономические расчеты	201
Приложение	219

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ГРАФИКИ НАГРУЗКИ. ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАШИН С ОТБОРОМ ПАРА. КОЭФФИЦИЕНТЫ РЕЖИМА РАБОТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Задача 1-1. По имеющимся суточным зимнему и летнему графикам электрической нагрузки станции построить без учета выходных дней годовой график нагрузок в зависимости от их продолжительностей, приняв, что зимний график распространяется на 210 суток в году, а летний — на 155 суток.

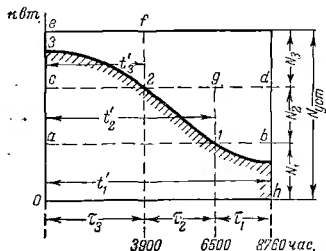


Фиг. 1-1. Построение годового графика нагрузок по продолжительности.

Задача 1-2. На станции установлены три машины одинаковой мощности. Определить минимальное число машино-часов, при котором возможно выполнение годового графика нагрузки, изображенного на фиг. 1-2 (числом машино-часов называется сумма произведений чисел одновременно работающих машин на числа часов их одновременной работы).

Задача 1-3. На станции установлены три турбогенератора мощностью $N = 50\,000$ *квт* каждый. Годовой график нагрузки станции изображен на фиг. 1-3. Годовая выработка электроэнергии $\mathcal{E} = 788,4 \cdot 10^6$ *квтч*. Максимальная нагрузка станции

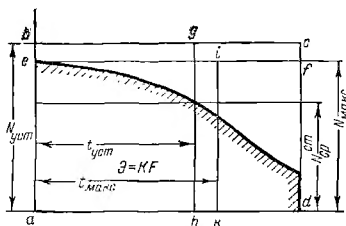
$N_{\max} = 135\,000$ квт. Числа часов работы отдельных агрегатов за год: первого — $t_1 = 8\,000$ час., второго — $t_2 = 6\,600$ час., третьего — $t_3 = 5\,400$ час. Вычислить показатели режима работы станции.



Фиг. 1-2. Определение числа машино-часов по годовому графику нагрузки.

Чему равен средний годовой коэффициент загрузки машин?

Задача 1-6. Коэффициент рабочего времени турбоагрегатов станции равен 0,95. На станции установлены три агрегата одинаковой мощности. Можно ли отремонтировать все агрегаты, если на ремонт и ревизию каждого требуется 500 час. в году?



Фиг. 1-3. Годовой график нагрузок по их продолжительности.

ствия трансформаторов при полной их мощности действия, причем потери в железе равны потерям в меди. Потеря мощности в проводах сети составляет 8% передаваемой мощности. Определить потерю мощности в сети при максимальной и половинной потребляемых мощностях.

Задача 1-4. Найти аналитическую зависимость между коэффициентами использования станции и рабочего времени агрегатов и проверить ее по условиям задачи 1-3.

Задача 1-5. На станции установлены три машины мощностью 25 000 квт каждая. Годовой график нагрузки станции изображен на фиг. 1-2. Выработка электроэнергии за год $\vartheta = 350 \cdot 10^6$ квтч.

Задача 1-7. В каких пределах может изменяться коэффициент рабочего времени турбоагрегатов на непрерывно работающей станции с двумя, тремя и четырьмя агрегатами, если один агрегат всегда находится в резерве?

Задача 1-8. Максимальная мощность, измеренная на вводе к потребителю, равна 25 000 квт. Коэффициент полезного дей-

Задача 1-9. Потеря мощности в сети равна 12% при максимальной передаваемой мощности, причем потери в железе составляют $1,5\%$. Вычислить потерю мощности в процентах при передаваемой мощности, равной $0,4$ максимальной, и определить соотношение между $N_{отп}$ и $N_{потр}$.

Задача 1-10. Нагрузка завода по часам суток представлена первой строчкой табл. 1-1. Вычислить по часам суток мощность на выводах кабелей из заводской электростанции и необходимую рабочую мощность ее генераторов, если потери в железе трансформаторов равны 2% , а потери в меди 10% максимальной передаваемой мощности $N_{потр}^{max}$.

Коэффициент мощности ($\cos \varphi$) в сети считать постоянным при всех нагрузках завода. Мощность, потребная для собственных нужд станции, составляет 12% от $N_{ген}^{max}$, причем 40% ее не зависит от нагрузки станции. Переменная часть мощности, расходуемой на собственные нужды, изменяется пропорционально нагрузке станции.

Задача 1-11. Тепло, расходуемое потребителем (включая потерю тепла аппаратами в окружающую среду), $Q_{потр} = 3$ млн. ккал/час. Теплосодержание пара, выходящего из отбора турбины, $i_{отб} = 710$ ккал/кг, пара при входе в аппараты потребителя $i_n = 680$ ккал/кг и конденсата пара при выходе из аппаратов $i_{конд} = 102$ ккал/кг. Возврат конденсата с $t = 80^\circ\text{C}$ в питательный бак котельной составляет 50% потребляемого пара. Расход пара на турбину $D_m = 35$ т/час, на собственные нужды котельной $D_{с.н} = 1$ т/час. Продувка котлов равна 3% вырабатываемого пара. Конденсат турбины имеет температуру 30°C . Температура добавочной воды 35°C (схема изображена на фиг. 1-4).

Определить расход пара, отпускаемого потребителю из отбора турбины, к. п. д. подавшей тепловой сети и температуру воды в питательном баке котельной в предположении отсутствия конденсационного пара в подающем паропроводе, а также с учетом его конденсации в количестве 5% отпускаемого пара, причем конденсат выпускается в дренаж и не используется.

Задача 1-12. Турбина с противодавлением $p_2 = 5$ атм и начальными параметрами пара $p_1 = 35$ атм, $t_1 = 435^\circ\text{C}$ работает на электрическую сеть завода по электрическому графику с нагрузкой $N_g = 5000$ квт. Ограбавший в турбине пар поступает в теплообменные поверхностные аппараты, которые отпускают потребителям с горячей водой для технологических нужд $Q_n = 12$ млн. ккал/час тепла. Коэффициент полезного действия теплообменных аппаратов $0,98$. Конденсат греющего

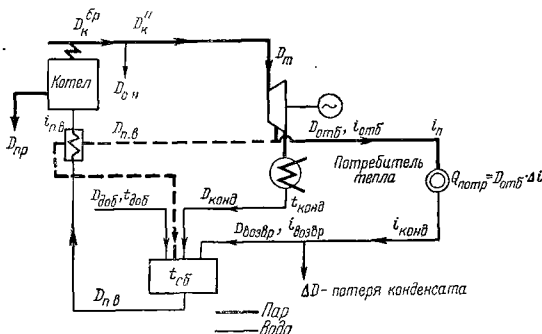
пара не переохлаждается. Потери теплосодержания пара в подающей сети составляют 3%, падение давления — 0,5 ат.

Определить:

- а) параметры пара, поступающего в сеть потребителя;
- б) часовое количество отработавшего пара и часть его, которую при этих условиях пришлось бы выпускать в атмосферу; значения к. п. д. принять следующие:

$$\eta_{н.л} = 0,71; \quad \eta_{мех} = 0,97; \quad \eta_{ген} = 0,96;$$

- в) недостаток мощности для завода при переводе турбины на работу по тепловому графику.



Фиг. 1-4. Схема тепловой сети

$$D_{н.в} = D_{конд}^{ср} + D_{пр}; \quad D_{конд}^{н} = D_{конд}^{ср} + D_{с.н}; \quad D_{конд} = D_{отб} - D_{с.н};$$

$$D_{оох} = \Sigma \text{ потери конденсата}; \quad \Delta i = i_{н} - i_{конд}.$$

Задача 1-13. Турбина с $p_2 = 5$ атa и начальными параметрами пара, указанными в задаче 1-12, работает с нагрузкой $N_s = 2000$ квт. Расход тепла потребителями составляет 25,0 млн. ккал/час.

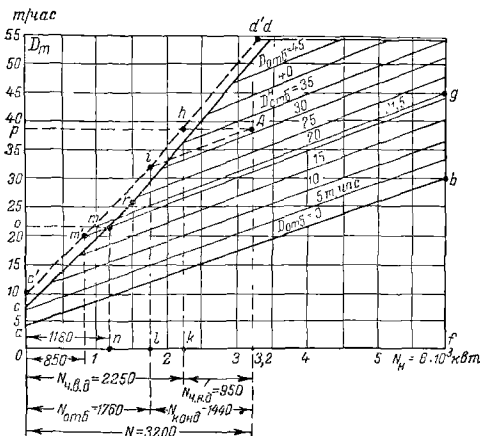
Определить количество пара, которое должно быть подано потребителям из котельной через редукционную установку дополнительно к отработавшему пару. При расчетах принять:

$$\eta_n = 0,98; \quad \eta_{oi} = 0,68; \quad \eta_{мех} = 0,94 \text{ и } \eta_{ген} = 0,92.$$

Задача 1-14. Турбина заводской электростанции с начальными параметрами пара $p_1 = 29$ атa, $t_1 = 400^\circ\text{C}$ и противодавлением 2,5 атa работает параллельно с районной электри-

ческой сетью по заданному тепловому графику. К потребителям тепла поступает 60 m^3 час пара. Электрическая мощность, потребляемая заводом, $N_{з.д.}^{заб} = 3550$ кв.л.

Определить электрическую мощность $N_{з.д.}^c$, отдаваемую в районную сеть. Необходимые для расчета значения к. п. д. турбоагрегата принять по данным задачи 1-12.



Фиг. 1-5. Диаграмма режимов работы турбины АП-6-1 мощностью 6 000 квт с отбором пара при 5 ата ($p_1 = 29$ ата, $t_1 = 400^\circ \text{C}$).

Задача 1-15. Турбина с противодавлением, работающая с параметрами пара $p_1 = 29$ ата, $t_1 = 400^\circ \text{C}$ и $p_2 = 5$ ата и имеющая $\eta_{oi} = 0,75$, $\eta_{мех} = 0,96$, $\eta_{ген} = 0,97$, работает по заданному тепловому графику, причем потребителям тепла отпускается отработавший пар, охлажденный в редуционно-охладительной установке до состояния сухого насыщенного, в количестве 60 m^3 час. Определить расход отработавшего пара и электрическую мощность, развиваемую генератором. При расчете принять количество охлаждающей воды на 1 кг первичного пара $z = 0,113$ кг/кг. В охладителе испаряется доля $\psi = 0,7$ указанного количества воды. Оставшаяся вода сливается в дренажный бак.

Задача 1-16. Пользуясь диаграммой режимов работы турбины с отбором пара (фиг. 1-5), определить:

а) количество пара, проходящее в конденсатор при работе машины с режимом, соответствующим точке A ($N=3200$ кВт, $D_{отб}=32$ т/час);

б) количество пара, проходящее в конденсатор для вентилирующей ступеней части низкого давления при работе турбины с противодавлением (линия cd).

Построить также характеристику работы с чистым противодавлением, т. е. без учета мощности, создаваемой вентилирующим паром.

Примечания:

1. На фиг. 1-5 все линии для удобства построений изображены прямыми. На действительных заводских диаграммах линия $D_{отб}=\text{const}$ и линия работы с противодавлением имеют слегка волнистый характер.

2. Диаграмма соответствует работе машины старого, довоенного типа с привязанной конденсационной мощностью.

Задача 1-17. Пользуясь диаграммой режимов работы турбины с отбором пара (фиг. 1-5), определить для режима работы, характеризуемого точкой A ($N=3200$ кВт, $D_{отб}=32$ т/час), мощности, создаваемые отбираемым паром, сквозным паром (проходящим в конденсатор) и ступенями турбины, лежащими до и после отбора пара (частями высокого и низкого давлений).

Задача 1-18. Пользуясь диаграммой режимов работы турбины с отбором пара (фиг. 1-5), определить минимальную электрическую мощность, которую может иметь турбина при отборе пара 20 т/час, а также мощность, создаваемую при этом сквозным вентилирующим паром.

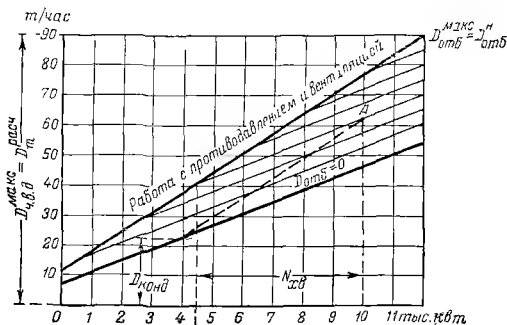
Задача 1-19. Турбина с отбором пара, диаграмма режимов работы которой изображена на фиг. 1-5, работает с электрической мощностью $N=1500$ кВт. Потребность тепловых потребителей составляет 40 т/час пара. Определить количество пара, которое необходимо подавать в час потребителям из котельной.

Задача 1-20. Пользуясь диаграммой режимов работы турбины с отбором пара (фиг. 1-5) и диаграммой $i-s$, определить для режима работы, характеризуемого точкой g ($N=6000$ кВт, $D_{отб}=21,5$ т/час): а) коэффициент η недоиспользования отбираемого пара; б) относительные электрические к. п. д. всей машины и ступеней ее до и после отбора пара. Параметры работы турбины: $p_1=29$ атм; $t_1=400^\circ\text{C}$; $p_2=0,04$ атм; $p_{отб}=5$ атм.

Задача 1-21. Построить на диаграмме режимов работы турбины с отбором пара (фиг. 1-6) линию равного расхода пара через часть низкого давления турбины, т. е. геометрическое место точек, соответствующих режимам работы турбины с проходом пара в конденсатор в количестве

при мощности 5000 *квт*. Определить часовое количество пара, проходящего в конденсатор.

Задача 1-25. Для турбины с $N_k = 12\,000$ *квт* без привязанной конденсационной мощности с расчетным расходом пара через ч. и. д. 37 *т/час* (диаграмма режимов без учета вентилирующего пара показана на фиг. 1-8) определить максимальную мощность при чистого конденсационном режиме, необходимую величину отбора пара при $N_k = 12\,000$ *квт*, мощности конденсационную и создаваемую на тепловом потреблении при



Фиг. 1-7. Диаграмма режимов работы турбины с отбором пара без привязанной конденсационной мощности.

мощности турбины N_k , максимальную длительную мощность при сниженном отборе пара $D_{отб}^{пер}$ и величину этого отбора, а также коэффициент недониспользования отбираемого пара.

РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К ГЛ. 1

1-1. Для построения годового графика нагрузок по их продолжительностям необходимо при круглогодичной работе станций отложить по оси абсцисс число часов в году, т. е. 8760 час., и затем расположить все нагрузки рядом в порядке их убывания. При использовании зимнего и летнего суточных графиков это построение значительно упрощается. Нахождение максимальной и минимальной ординат годового графика (точки А и В) ясно из чертежа фиг. 1-1. Промежуточные точки графика находятся способом, изображенным на фиг. 1-1 для одной из точек. Проводится горизонтальная линия *ab*, соответствующая какой-либо произвольной нагрузке *0a*. Участки этой линии, находящиеся в пределах кривых зимнего (t_1 и t_2) и летнего (t_3 и t_4) графиков, покажут, в течение скольких часов в зимние и летние сутки нагрузка будет выше данной нагрузки *0a*. За

Таким образом, минимальное возможное при данном графике число машино-часов (теоретическое)

$$m' = 1\tau_1 + 2\tau_2 + 3\tau_3 = 1(t'_1 - t'_2) + 2(t'_2 - t'_3) + 3t'_3 = t'_1 + t'_2 + t'_3 = \\ = 8\,760 + 6\,500 + 3\,900 = 19\,160.$$

Очевидно, что это число равно сумме чисел часов t_1 , t_2 и t_3 работы отдельных машин за номерами 1, 2, и 3 в течение года, т. е.

$$m' = t_1 + t_2 + t_3 = t'_1 + t'_2 + t'_3.$$

Действительное минимальное (расчетное) число машино-часов

$$m = m' \cdot k,$$

где $k \approx 1,05 - 1,15$, так как описанное построение не учитывает времени пуска и работы машины без нагрузки перед включением в сеть, а также тех кратковременных „провалов“ (понижений) нагрузки, когда нецелесообразно или невозможно остановить лишнюю машину. Величина k зависит от формы графика нагрузки и продолжительности пуска машин.

1-3. Площадь F , ограниченная кривой графика нагрузок (фиг. 1-3), пропорциональна количеству энергии $\mathcal{E}$, выработанной за год, т. е. $\mathcal{E} = kF$, где k — коэффициент, учитывающий масштаб диаграммы. Установленная мощность станции $N_{уст} = 3 \cdot 50\,000 = 150\,000$ квт. Число машино-часов $m = t_1 + t_2 + t_3 = 20\,000$. Максимально возможное число машино-часов

$$M = z \cdot 8\,760 = 3 \cdot 8\,760 = 26\,280,$$

где $z = 3$ — число агрегатов.

Средняя нагрузка агрегата за время фактической работы

$$N_{ср} = \frac{\mathcal{E}}{m} = \frac{788,4 \cdot 10^6}{20\,000} = 39\,420 \text{ квт.}$$

Средний годовой коэффициент загрузки агрегатов

$$f_{ср}^{год} = \frac{N_{ср}}{N} = \frac{39\,420}{50\,000} = 0,788.$$

Средняя нагрузка станции за год

$$N_{ср}^{см} = \frac{\mathcal{E}}{8\,760} = \frac{788,4 \cdot 10^6}{8\,760} = 90\,000 \text{ квт.}$$

Коэффициент использования установленной мощности

$$k_u = \frac{\mathcal{E}}{N_{уст} \cdot 8\,760} = \frac{F}{\text{пл. } abcd} = \frac{788,4 \cdot 10^6}{150\,000 \cdot 8\,760} = \\ = \frac{90\,000 \cdot 8\,760}{150\,000 \cdot 8\,760} = \frac{N_{ср}^{см}}{N_{уст}} = 0,6.$$

Число часов использования установленной мощности

$$T_{уст} = \frac{\mathcal{E}}{N_{уст}} = \frac{788,4 \cdot 10^6}{150\,000} = \frac{90\,000 \cdot 8\,760}{150\,000} = k_u \cdot 8\,760 = 5\,256 \text{ час.}$$

равно отрезку ah , если пл. $abcd = F$).

Коэффициент нагрузки станции

$$k_n = \frac{N_{ср}^m}{N_{макс}} = \frac{90\,000}{135\,000} = 0,666.$$

Число часов использования максимума нагрузки

$$T_{макс} = \frac{\mathcal{E}}{N_{макс}} = \frac{788,4 \cdot 10^6}{135\,000} = \frac{90\,000 \cdot 8\,760}{135\,000} = k_n \cdot 8\,760 = 0,666 \cdot 8\,760 = 5\,840 \text{ час.}$$

(равно отрезку ak , если пл. $aeik = F$).

Коэффициент рабочего времени агрегатов (коэффициент эксплуатации)

$$k_a = \frac{m}{M} = \frac{20\,000}{25\,280} = 0,762.$$

Коэффициент резерва

$$k_p = \frac{N_{усм}}{N_{макс}} = \frac{150\,000}{135\,000} = \frac{k_n}{k_u} = 1,11.$$

1-4. Преобразуя выражение коэффициента использования установленной мощности и пользуясь обозначениями задачи 1-3, получаем:

$$k_u = \frac{\mathcal{E}_{год}}{N_{усм} \cdot 8\,760} = \frac{m N_{ср}}{z N \cdot 8\,760} = \frac{N_{ср}}{N} \cdot \frac{m}{z \cdot 8\,760} = i_{ср}^{год} k_a, \quad (1-1)$$

т. е. коэффициент использования установленной мощности станции равен произведению коэффициентов рабочего времени машины и их средней загрузки. Поэтому чем больше средняя загрузка машин станции, тем менее различаются величины коэффициентов использования станции и рабочего времени агрегатов. Таким образом, для условий задачи 1-3 величина коэффициента использования, получаемая из его основного определения равной 0,6, может быть получена также из выражения (1-1), а именно:

$$k_u = i_{ср}^{год} k_a = 0,788 \cdot 0,762 = 0,6.$$

1-5. Средний годовой коэффициент загрузки машин (фиг. 1-2)

$$i_{ср}^{год} = \frac{F}{\text{пл. } Oef\,2g\,1\,bhO},$$

где F — годовая выработка энергии, а площадь в знаменателе соответствует энергии, которая могла бы быть вырабатана, если бы все машины в течение фактического числа часов их работы были нагружены полностью.

Число машино-часов по графику

$$m' = 8\,760 + 6\,500 + 3\,900 = 19\,160.$$

Действительное число машино-часов $m = m' k = 19\,160 \cdot 1,10 = 21\,076$.

Таким образом,

$$i_{ср}^{год} = \frac{350 \cdot 10^6}{19\,160 \cdot 25\,000 \cdot 1,10} = 0,666.$$

1-6. Будет недоставать 186 час.

1-7. При двух агрегатах $k_a = 0,5 = \text{const}$; при трех k_a может изменяться от 0,333 до 0,666, при четырех — от 0,25 до 0,75 и при n агрегатах от $\frac{1}{n}$ до $\frac{n-1}{n}$.

2 В. В. Лукицкий.

1-8. Потеря мощности при максимальном ее потреблении

$$W_{\max} = 0,02 \cdot 25\,000 + (0,02 + 0,08) \cdot 25\,000 = 0,12 \cdot 25\,000 = 3\,000 \text{ кВт},$$

причем первый член представляет собой постоянные потери в железе, трансформаторов, а второй — в обмотках трансформаторов и проводах сети, пропорциональные квадрату нагрузки. При полусинной передаваемой мощности потери ее составляют:

$$W_{0,5}^{\text{ном}} = 0,02 \cdot 25\,000 + (0,02 + 0,08) \left(\frac{12,5}{25} \right)^2 25\,000 = 0,045 \cdot 25\,000 = 1\,125 \text{ кВт}.$$

Тот же результат получается, если переменные (медные) потери вычислить по уменьшенным вдвое процентам половинной мощности, а именно:

$$W_{0,5}^{\text{ном}} = 0,02 \cdot 25\,000 + \frac{0,02 + 0,08}{2} 12\,500 = 1\,125 \text{ кВт}.$$

При более точном решении задачи следует учитывать изменения $\cos \varphi$ при изменениях передаваемой мощности и потери в меди считать пропорциональными квадрату не нагрузки (активной мощности), а полной мощности, являющейся геометрической суммой активной и реактивной мощностей,

$$1-9. P_{0,4} = 1,5 \frac{1}{0,4} + (12,0 - 1,5) 0,4 = 3,75 + 4,2 = 7,95\%$$

$$\text{и } N_{\text{отп}} = 1,0795 N_{\text{потр}}.$$

1-10. См. табл. 1-1, строки вторую и третью. Вычисления сделаны при условии постоянства $\cos \varphi$ при всех нагрузках завода (см. указания в решении задачи 1-8).

1-11. 1. Расход пара, отпускаемого потребителям из отбора турбины,

$$D_{\text{отб}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{i_n - i_{\text{конд}}} = \frac{3 \cdot 10^6}{680 - 102} = 5,2 \text{ т/час}.$$

2. Коэффициент полезного действия подающего паропровода

$$\eta_n = \frac{i_n - i_{\text{конд}}}{i_{\text{отб}} - i_{\text{конд}}} = \frac{680 - 102}{710 - 102} = 0,952.$$

Расход тепла, включая потери в подающей сети,

$$Q = \frac{3 \cdot 10^6}{0,95} = 3,16 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

3. Для вычисления температуры воды в питательном баке определяем (фиг. 1-4):

а) возврат конденсата от потребителей пара

$$D_{\text{возвр}} = 0,5 D_{\text{отб}} = 0,5 \cdot 5,2 = 2,6 \text{ т/час};$$

б) возврат конденсата из турбины (с учетом 2% потерь)

$$D_{\text{конд}} = (D_m - D_{\text{отб}}) 0,98 = (35 - 5,2) 0,98 = 29,2 \text{ т/час};$$

в) расход питательной воды (с учетом продувки котлов)

$$D_{\text{п.в}} = \frac{D_m + D_{\text{с.к.}}}{1 - 0,03} = \frac{35,0 + 1,0}{0,97} = 37,1 \text{ т/час};$$

Таблица 1-1

Часы суток	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1. Мощность потребителей, <i>квт</i> . .	10 000	10 000	10 000	8 000	8 000	8 000	9 000	9 000	9 000	12 000	12 000	12 000
2. Мощность на водах со станции, <i>N_{отп} квт</i> . .	10 900	10 900	10 900	8 720	8 720	8 720	9 810	9 810	9 810	13 120	13 120	13 120
3. Мощность генераторов, <i>квт</i> . .	13 000	13 000	13 000	10 680	10 580	10 680	11 850	11 850	11 850	15 400	15 400	15 400

Продолжение

Часы суток	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1. Мощность потребителей, <i>квт</i> . .	15 000	15 000	15 000	15 000	15 000	15 000	20 000	$N_{\text{адг}} = 20 000$		12 000	12 000	10 000
2. Мощность на водах со станции <i>N_{отп} квт</i> . .	16 560	16 560	16 560	16 560	16 560	16 560	22 400	22 400	22 400	13 120	13 120	10 900
3. Мощность генераторов, <i>квт</i> . .	19 100	19 100	19 100	19 100	19 100	19 100	25 400	25 400	25 400	15 400	15 400	13 000

г) расход добавочной воды

$$D_{доб} = D_{п.в} - (D_{конд} + D_{возвр}) = 37,1 - (29,2 + 2,6) = 5,3 \text{ т/час.}$$

Температура воды в питательном баке

$$t'_{сб} = \frac{D_{конд} 30 + D_{возвр} 80 + D_{доб} 35}{D_{п.в}} = \frac{29,2 \cdot 30 + 2,6 \cdot 80 + 5,3 \cdot 35}{37,1} = 34,2^\circ \text{C.}$$

Расход пара из отбора при конденсации в подающем паропроводе 5% пара

$$D'_{отб} = \frac{5,2}{0,95} = 5,48 \text{ т/час.}$$

Коэффициент полезного действия подающей сети

$$\eta'_c = \frac{680 - 102}{710 - 102} \cdot 0,95 = 0,952 \cdot 0,95 = 0,905.$$

Возврат конденсата от потребителя остается прежним:

$$D_{возвр} = 2,6 \text{ т/час.}$$

Возврат конденсата от турбины

$$D'_{конд} = (D_m - D'_{отб}) 0,98 = (35 - 5,48) 0,98 = 23,9 \text{ т/час.}$$

Расход добавочной воды

$$D'_{доб} = D_{п.в} - (D'_{конд} + D_{возвр}) = 37,1 - (23,9 + 2,6) = 5,6 \text{ т/час.}$$

Температура воды в питательном баке

$$t'_{сб} = \frac{D'_{конд} 30 + D_{возвр} 80 + D'_{доб} 35}{D_{п.в}} = \frac{23,9 \cdot 30 + 2,6 \cdot 80 + 5,6 \cdot 35}{37,1} = 34,3^\circ \text{C.}$$

1-12. а) Теплосодержание отработавшего пара $i_n = i_1 - H \eta_{от} = 790 - 119 \cdot 0,71 = 705,5 \text{ ккал/кг}$, где $i_1 = 790 \text{ ккал/кг}$ — теплосодержание пара при входе в турбину и $H = 119 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение.

Теплосодержанию пара $i_n = 705,5 \text{ ккал/кг}$ при давлении 5 атм соответствует температура пара $t_n = 245^\circ \text{C}$ (при этом пар перегрет на $245 - 151 = 94^\circ \text{C}$, где 151°C — температура насыщенного пара при давлении 5 атм).

б) Параметры пара при входе в теплообменники потребителя:

$$t'_n = 705,5 \cdot 0,97 = 684 \text{ ккал/кг и } p_n = 5 - 0,5 = 4,5 \text{ атм}$$

$$(t'_n = 147^\circ \text{C; } i' = 147,8 \text{ ккал/кг}).$$

Расход пара, требуемый потребителями,

$$D_n = \frac{Q_n}{(t'_n - t) \eta_n} = \frac{12 \cdot 10^6}{(684 - 147,8) 0,98} = 22850 \text{ кг/час} = 22,85 \text{ т/час.}$$

Часовое количество отработавшего пара

$$D_2 = \frac{N_{э} 860}{H \eta_{от} \eta_{ген} \eta_{мех}} = \frac{5000 \cdot 860}{119 \cdot 0,71 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = 54700 \text{ кг/час} = 54,7 \text{ т/час.}$$

Выпуск пара в атмосферу

$$D = D_2 - D_n = 54,7 - 22,85 = 31,85 \text{ т/час.}$$

в) Электрическая мощность турбины при подходе в нее 22,35 т/час пара соответственно потреблению тепла

$$N_g^m = \frac{D H i_{oi} \eta_{ген} \eta_{мех}}{860} = \frac{22,850 \cdot 119 \cdot 0,71 \cdot 0,96 \cdot 0,97}{860} = 2087 \text{ квт.}$$

Недостаток мощности для завода

$$\Delta N = N_g - N_g^m = 5000 - 2087 = 2913 \text{ квт.}$$

Очевидно, что при заданных тепловой и электрической нагрузках работа турбины по электрическому графику весьма неэкономична (выпуск пара в атмосферу), работа же по тепловому графику обеспечивает только около 40% необходимой для завода мощности. Следует работать по тепловому графику параллельно с посторонней электрической сетью, если таковая имеется, или же установить вместо нее на заводской электростанции конденсационную турбину в качестве буфера электрической мощности.

1-13. Часовое количество отработавшего пара турбины

$$D_2 = \frac{N_g \cdot 860}{H i_{oi} \eta_{ген} \eta_{мех}} = \frac{2000 \cdot 860}{119 \cdot 0,68 \cdot 0,92 \cdot 0,94} = 24600 \text{ кг/час.}$$

Количество тепла, получаемое потребителями с отработавшим паром,

$$Q_n = D_2 (i'_n - i'') = 24600 (688 - 147,8) = 13,29 \text{ млн. ккал/час,}$$

где

$$i'_n = 0,97 \cdot i_n = 0,97 (790 - 119 \cdot 0,68) = 0,97 \cdot 709 = 688 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое потребителями количество тепла $Q_n^{исп} = Q_n \eta_n = 13,29 \cdot 0,93 = 12,36 \text{ млн. ккал/час}$. Необходимое добавочное количество тепла из котельной

$$Q_{ред}^{доб} = \frac{25 \cdot 10^6}{\eta_n} - 12,36 = 25,5 - 12,36 = 13,14 \text{ млн. ккал/час.}$$

Соответствующий расход редуцированного (до 5 атм) пара при потере тепла в подающей сети 3%

$$D_{ред} = \frac{Q_{ред}^{доб}}{0,97 (i_1 - i'')} = \frac{13,14 \cdot 10^6}{0,97 (790 - 147,8)} = 20200 \text{ кг/час.}$$

1-14. Адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до противодавления $H = 134 \text{ ккал/кг}$. Электрическая мощность турбины при расходе ею пара $D = 60 \text{ т/час} = 60000 \text{ кг/час}$

$$N_g = \frac{D H i_{oi}}{860} = \frac{60000 \cdot 134 \cdot 0,71 \cdot 0,97 \cdot 0,93}{860} = 6000 \text{ квт.}$$

Мощность, отдаваемая в районную сеть,

$$N_g^c = N_g - N_g^{ас} = 6000 - 3550 = 2450 \text{ квт.}$$

1-15. $D_n = 55,6 \text{ т/час}$; $N_g = 4590 \text{ квт}$.

1-16. а) Полный расход пара турбиной при режиме работы, соответствующем точке А, определяется точкой р на оси ординат и равен 38,5 т/час.

Таким образом, количество пара, проходящее при данном режиме в конденсатор,

$$D_{\text{конд}} = D_m - D_{\text{отб}} = 38,5 - 32,0 = 6,5 \text{ т/час.}$$

б) При работе турбины с отбором пара с режимом противодавления через ступени части низкого давления (ч. н. д.) пропускает я небольшое количество пара для их вентиляции. Это количество пара проходит через обе части турбины (ч. в. д. и ч. н. д.) и создает добавочную мощность к мощности, создаваемой отбираемым паром. Характеристика работы с противодавлением *cd* учитывает вентилируемый пар и создаваемую им мощность. Например, при работе с отбором 20 т/час полное количество пара, потребляемое турбиной, определяется точкой *o* на оси ординат и равно ~ 21,5 т/час. Таким образом, количество вентилирующего пара, поступающего в конденсатор,

$$D_{\text{вент}} \approx 21,5 - 20,0 \approx 1,5 \text{ т/час.}$$

Мощность, создаваемая этим паром, определена в задаче 1-18.

в) Для построения характеристики работы с чистым противодавлением, т. е. без учета вентилирующего пара, нужно найти точки пересечения линий различных отборов пара с горизонтальными линиями, соответствующими тем же полным расходам пара на турбину. Одной из таких точек является точка *m'*, в которой линия отбора пара для $D_{\text{отб}} = 20 \text{ т/час}$ пересекается горизонтально, соответствующей такому же полному расходу пара на турбину, т. е. $D_m = 20 \text{ т/час}$. Пунктирная линия *cd'*, проведенная через построенные указанным способом точки, является искомой характеристикой. По этой прямой можно определять мощность, создаваемую паром в части высокого давления турбины, например, отборным паром или всем количеством пара, проходящим через ч. в. д. (см. задачу 1-17).

1-17. Проводя через точку *A* горизонтальную линию, получаем пересечение ее с пунктирной линией *cd'* (характеристикой работы турбины, при режиме с чистым противодавлением) в точке *k*, проекция которой на ось абсцисс (точка *k*) делит мощность машины на создаваемую в части высокого давления $N_{\text{ч.в.д}} = 2250 \text{ квт}$ и в части низкого давления $N_{\text{ч.н.д}} = 950 \text{ квт}$.

Проводя через точку *A* линию, параллельную линиям отбора пара, получаем пересечение ее с линией работы с чистым противодавлением *cd'* в точке *l*, проекция которой на ось абсцисс (точка *l*) делит мощность турбины на создаваемую только отбираемым паром $N'_{\text{отб}} = 1750 \text{ квт}$ и создаваемую в обоих цилиндрах паром, поступающим в конденсатор, $N_{\text{конд}} = 1440 \text{ квт}$.

При описанном способе построений получается, что мощность, расходуемая на холостой ход турбины, создается в первом случае только отбираемым паром, а во втором — только паром, проходящим через ч. в. д. Поэтому определяемые таким построением мощности $N_{\text{отб}}$ и $N_{\text{ч.в.д}}$ оказываются уменьшенными сравнительно с их истинными величинами, а мощности $N_{\text{конд}}$ и $N_{\text{ч.н.д}}$ — преувеличенными. Часто этой неточностью можно пренебречь. В противном случае следует корректировать полученные мощности, распределяя $N_{\text{ч.в.д}}$ между $N_{\text{отб}}$ и $N_{\text{конд}}$, а также между $N_{\text{ч.в.д}}$ и $N_{\text{ч.н.д}}$ пропорционально соответствующим теплопадам и расходам пара.

1-18. Проекция точки *m* пересечения линии отбора пара $D_{\text{отб}} = 20 \text{ т/час}$ с характеристикой работы с противодавлением и вентиляцией *cd* на ось абсцисс (точка *n*) определяет минимальную возможную электрическую мощность турбины при отборе 20 т/час, а именно $N_{\text{мин}} = 1180 \text{ квт}$.

Продолжая линию, соответствующую отбору пара 20 т/час, до пересечения с пунктирной линией *cd'*, являющейся характеристикой работы

с чистым противоавлением (см. задачу 1-16. п. «в»), получаем точку m' , проекция которой на ось абсцисс делит полную мощность турбины $N_{\text{полн}} = 1180 \text{ квт}$ на две части: создаваемую отборным паром, равную 850 квт , и создаваемую вентилирующим паром при проходе его через всю турбину; последняя мощность равна $1180 - 850 = 330 \text{ квт}$.

Абсцисса точки пересечения линии om с характеристикой $c'd'$ равна мощности (в данном случае 1000 квт), создаваемой отбираемым и конденсирующим паром только в ч. в. д. Последний создает в ч. в. д. в данном случае, очевидно, $1000 - 850 = 150 \text{ квт}$.

Примечание. Следует отметить, что режимная диаграмма (фиг. 1-5) в пределах мощности турбины $0 - 50\%$ от $N_{\text{к}}$ не отличается большой точностью.

1-19. Как видно из диаграммы, максимальный возможный отбор пара при мощности 1500 квт равен 24 т/час (линия отбора должна проходить через точку $г$ линии cd). Таким образом, из требуемых потребителями 40 т/час пара из отбора может быть дано только 24 т/час , недостающие же $40 - 24 = 16 \text{ т/час}$ должны быть поданы из котельной через редукционно-охладительную установку.

1-20. а) Коэффициент y определяем из соотношения

$$D_m = D_{\text{к.р}} + y D_{\text{отб}}$$

и получаем:

$$y = \frac{D_m - D_{\text{к.р}}}{D_{\text{отб}}},$$

где D_m — полный расход пара на турбину при работе с отбором;

$D_{\text{отб}}$ — количество отбираемого пара;

$D_{\text{к.р}}$ — полный расход пара на турбину при работе без отбора при той же электрической мощности.

Для данного случая имеем из диаграммы (фиг. 1-5):

$$y = \frac{D_{fg} - D_{fb}}{D_{\text{отб}}} = \frac{45 - 30}{21,5} = \frac{15}{21,5} = 0,70.$$

б) Относительный электрический к. п. д. $\eta_{\text{оэ}}$ турбины определяем из соотношения

$$d_s^{\text{н}} = \frac{860}{H \eta_{\text{оэ}}},$$

и получаем

$$\eta_{\text{оэ}} = \frac{860}{H d_s^{\text{н}}},$$

где H — адиабатическое теплоспадение от состояния пара при входе в турбину до давления в конденсаторе, равное (по диаграмме $i-s$) 273 ккал/кг ;

$d_s^{\text{н}}$ — удельный электрический расход пара на турбину при конденсационной нагрузке в 6000 квт , равный

$$\frac{D_b}{6000} = \frac{30000}{6000} = 5 \text{ кг/квтч},$$

откуда

$$\eta_{\text{оэ}} = \frac{860}{273 \cdot 5} = 0,63.$$

Относительный электрический к. п. д. ступеней турбины после отбора $\eta'_{ос}$ определяем из выражения

$$\eta'_{ос} = \frac{h_2 \eta'_{ос}}{H \eta'_{ос}},$$

из которого получаем:

$$\eta'_{ос} = \frac{y H \eta_{ос}}{h_2},$$

где h_2 — адиабатическое теплопадение от состояния пара при давлении отбора до давления в конденсаторе, равное (по диаграмме $i-s$) 170 ккал/кг.

Подставляя значения величин, получаем:

$$\eta'_{ос} = \frac{0,70 \cdot 273 \cdot 0,63}{170} = 0,71.$$

Относительный электрический к. п. д. ступеней до отбора $\eta'_{ос}$ определяем из очевидного соотношения

$$H \eta_{ос} = h_1 \eta'_{ос} + h_2 \eta'_{ос}.$$

Из него находим:

$$\eta'_{ос} = \frac{H \eta_{ос} - h_2 \eta'_{ос}}{h_1},$$

где h_1 — адиабатическое теплопадение от состояния пара при входе в машину до давления отбираемого пара, равное (по $i-s$ -диаграмме) 103 ккал/кг.

Подставляя значения величин, получаем:

$$\eta'_{ос} = \frac{273 \cdot 0,63 - 170 \cdot 0,71}{103} = 0,50.$$

1-21. а) Первой точкой искомой линии является точка a , лежащая на линии работы турбины без отбора пара и соответствующая потреблению пара, равному заданному количеству $D_{конд}$. Геометрическим местом других точек, удовлетворяющих условию $D_{конд} = \text{const}$, является прямая линия, проведенная через точку a параллельно линии работы с противодавлением, что ясно из следующих соображений.

Если турбина работает без отбора пара с расходом пара $D_{конд} - da$ и создает при этом мощность Cd , то при условии сохранения $D_{конд} = \text{const}$ увеличение мощности может быть получено только за счет подачи пара в отбор. Для увеличения мощности на величину de необходимое количество отбираемого пара равно катету $c'b'$ треугольника $a'b'c'$, у которого другой катет $a'c'$ равен de , а гипотенуза $a'b'$ расположена по линии работы турбины с противодавлением, причем точка a' может быть расположена в любом месте этой линии. Переносим треугольник $a'b'c'$ вправо так, чтобы катеты $a'c'$ и ac совпали, видим, что гипотенуза ab , являющаяся линией, соответствующей $D_{конд} = \text{const}$, параллельна линии работы с противодавлением.

Таким образом, для определения расхода пара в конденсатор при каком-нибудь режиме работы нужно из точки, соответствующей этому режиму, провести линию, параллельную линии работы с противодавлением, до пересечения с линией $D_{отб} = 0$. Расход пара в конденсатор равен ординате этой точки.

б) Турбины с „привязанной“ конденсационной мощностью рассчитываются так, что могут развивать номинальную мощность N_n при отборе пара, не большем его номинальной величины $D_{отб}^n$, указываемой в стандарте. При отборах, больших, чем $D_{отб}^n$, мощность турбины меньше N_n . Например, мощность турбины с $D_{отб}^n = 35 \text{ т/час}$, диаграмма режимов которой изображена на фиг. 1-5, при отборе 45 т/час может быть не более 4 400 квт, а при отборе 54 т/час — не более 3 400 квт.

В этих турбинах при всех режимах работы, кроме работы с чистым противодавлением, некоторая часть электрической мощности является конденсационной мощностью, так как создается сквозным паром (см. диаграмму фиг. 1-5 и задачу 1-17).

При номинальных отборе пара и мощности (точка В, фиг. 1-6) конденсационным способом создается мощность $N_{пр}$, измеряемая отрезком fg . Эта мощность называется „привязанной“ конденсационной. Она является наименьшей возможной конденсационной мощностью при номинальной мощности машины и различных отборах пара.

При номинальной мощности и отборе пара, меньшем $D_{отб}^n$ (например, точка F, фиг. 1-6), конденсационная мощность будет больше, а именно равна мощности $N_{пр} + N_{хв}$ квт, измеряемой отрезком fg . Часть ее $N_{хв}$, соответствующая отрезку ff' и входящая в величину мощности, создаваемой номинальным отбором $D_{отб}^n$ и выраженной отрезком of , называется „конденсационным хвостом“.

1-22. При мощности в пределах номинальной и работе с отбором пара часть низкого давления является недогруженной против расчетного режима. Для установления максимальной мощности турбины необходимо определить условия, при которых через части высокого и низкого давлений будут проходить максимальные расчетные количества пара.

а) Графический способ

Проводим через точку А диаграммы соответствующую максимальному расчетному количеству пара, проходящему через часть низкого давления турбины в конденсатор, линию равного расхода пара через конденсатор (способ построения указан в задаче 1-21) и находим точку С ее пересечения с линией максимального расхода пара через часть высокого давления (линия, параллельная оси абсцисс и проходящая через точку В).

Точкой С определяется режим работы при максимальной мощности а именно: $N_{\max}$ и $D_{отб}^{нр}$. Линия CD, соответствующая этому отбору пара, проходит через точку С параллельно линии $D_{отб} = 0$. При указанном режиме все ступени турбины, а также фланцы и диафрагмы работают при расчетных условиях. Если турбина двухцилиндровая и имеет два упорных подшипника, то они не требуют проверки, так как работают в расчетных условиях. При одном упорном подшипнике давление при максимальной мощности будет больше расчетного и подшипник подлежит проверке на увеличенное осевое давление.

Согласно ГОСТ 2618-47 мощность $N_{\max}$ у турбин с регулируемым отбором пара должна составлять 120% номинальной.

б) Аналитический способ

Максимальный (расчетный) расход пара через ч. в. д. турбины (при N_n и $D_{отб}^n$)

$$D_{ч.в.д.}^{\max} = D_{к.р.}^n + y \cdot D_{отб}^n \text{ кг/час,}$$

где $D_{к.р}^* = D_{конд}^{макс}$ — расход пара на турбину при номинальной мощности и конденсационном режиме (без отбора пара), равный количеству пара, поступающему при этом в конденсатор (согласно условию задачи регенерацией пренебрегаем¹);

y — коэффициент недоиспользования отбираемого пара;

$D_{отб}^*$ — номинальный отбор пара, т. е. допустимый при номинальной мощности машины.

При расчетном для ч. в. д. режиме расход пара $D_{ч.в.д.}$ через ч. н. д. (в конденсатор) будет меньше, чем $D_{к.р}^*$, а именно:

$$\begin{aligned} D_{ч.в.д.} &= D_{ч.в.д.}^{макс} - D_{отб}^* = D_{к.р}^* - y \cdot D_{отб}^* - D_{отб}^* = \\ &= D_{к.р}^* - D_{отб}^* (1 - y) \text{ кг/час.} \end{aligned}$$

Если увеличить $D_{ч.в.д.}$ до расчетной для ч. н. д. величины $D_{к.р}^*$, т. е. на величину $D_{отб}^* (1 - y)$ кг/час, то мощность турбины возрастет на величину

$$\Delta N = \frac{D_{отб}^* (1 - y) h_2 \eta_{ос}}{860} \text{ кВт,}$$

где h_2 — располагаемое адиабатическое теплопадение для 1 кг пара ч. н. д., ккал/кг;

$\eta_{ос}$ — относительный электрический к. п. д. турбины, принимаемый в данном случае для упрощения одинаковым для всех ступеней турбины.

Принимая во внимание, что

$$y = \frac{h_2}{H} = \frac{h_2}{h_1 + h_2}$$

и поэтому $(1 - y) h_2 = y h_1$, где H и h_1 — адиабатические теплопадения для 1 кг пара во всей машине и в ч. в. д., величину дополнительной мощности турбины можно представить в виде:

$$\Delta N = \frac{D_{отб}^* y h_1 \eta_{ос}}{860} \text{ кВт.}$$

Искомая максимальная мощность турбины будет иметь величину

$$N_{макс} = N_k + \Delta N \text{ кВт.}$$

При этом номинальный отбор пара $D_{отб}^*$ для того чтобы расход пара через ч. в. д. остался равным расчетному $D_{ч.в.д.}^{макс}$, должен быть уменьшен

¹ При учете регенерации в правой части уравнения для $D_{ч.в.д.}$ должен быть добавлен член $\sum_{i=1}^n y_{рег}^i D_{рег}^i$, где n — число ступеней регенеративного подогрева.

на ту же величину $D_{отб}^k (1 - y)$, на которую увеличился сквозной расход пара. Таким образом, отбор пара при $N_{макс}$ должен иметь величину

$$D_{отб}^{пер} = D_{отб}^k - D_{отб}^k (1 - y) = y D_{отб}^k \text{ кг/час.}$$

Аналогичным способом может быть определена добавочная мощность турбин с нерегулируемыми отборами пара для регенеративного подогрева питательной воды, получаемая без превышения расчетного расхода пара на турбину D_m^k при закрытии или уменьшении регенеративных отборов.

1-23. Турбины без привязанной конденсационной мощности рассчитываются так, что номинальная электрическая мощность при номинальном отборе пара получается только за счет работы отборного пара, т. е. на тепловом потреблении (в ч. н. д. проходит только вентилирующий пар).

Для таких турбин мощность, создаваемая сквозным паром, всегда является „конденсационным хвостом“.

Из построения на фиг. 1-7 видно, что при режиме, соответствующем точке А, „конденсационный хвост“ $N_{хв} = 10 - 4,5 = 5,5$ тыс. кВт, а расход пара в конденсатор $D_{конд} = 22$ т/час.

1-24. 17 т/час.

1-25. Максимальная мощность при чисто конденсационном режиме $N_{к.р}^{макс} = 8500$ кВт (точка А на оси абсцисс, фиг. 1-8). Минимальный отбор пара, необходимый для получения номинальной мощности турбины N_k , определяется точкой а и равен 23 т/час, так как без учета вентилирующего пара расход пара на турбину равен расходу отбираемого пара. Точка а получается пересечением линии $D_{отб}^{мин}$, проведенной через точку с параллельно линии $O'b$ ($D_{отб} = 0$), с линией $O'f$ работы с чистым противодавлением. Точка с определяется пересечением линии bd постоянного расхода пара через ч. н. д. ($D_{конд} = D_{к.р}^{макс} = \text{const}$), проведенной параллельно линии $O'f$, с ординатой Bf .

Мощности конденсационная и на тепловом потреблении при $N_k = 12000$ кВт определяются из следующих соображений (см. конец решения задачи 1-17). Если считать, что мощность холостого хода $N_{х.х} = 2000$ кВт создается только отбираемым паром, то полезная мощность на тепловом потреблении $N_m^I = OC = 1500$ кВт. При этом полезной конденсационной следует считать полную конденсационную мощность $N_{к.р}^{полн} = N_{х.х} + N_{к.р}^{макс} = 2000 + 8500 = 10500$ кВт. Полная полезная мощность турбины $N_k = N_{к.р}^{полн} + N_m^I = 10500 + 1500 = 12000$ кВт.

Если принять, что мощность холостого хода создается только конденсирующимся паром, то из мощности $N_{к.р}^{полн} = N_{х.х} + N_{к.р}^{макс}$ полезной будет только мощность $N_{к.р}^{макс} = 8500$ кВт. Вся создаваемая на тепловом потреблении мощность $N_m - AB - Oc = 3500$ кВт при этом должна считаться полезной. Полная полезная мощность турбины

$$N_k = N_{к.р}^{макс} + N_m = 8500 + 3500 = 12000 \text{ кВт.}$$

Максимальная длительная мощность турбины, соответствующая режиму с расчетными расходами пара через ч. в. д. (90 т/час) и ч. н. д. (37 т/час), $N_{н.д.} = 16750$ кВт и определяется точкой D на оси абсцисс. Соответствующую

щий ей отбор пара $D_{отб}^{пер}$ определяется точкой e на линии $O'f$ и равен 53 т/час . Величина этого отбора может быть найдена и другим способом. Согласно решению задачи 1.22 имеем:

$$D_{отб}^{пер} = y D_{отб}^*, \text{ откуда } y = \frac{D_{отб}^{пер}}{D_{отб}^*}.$$

С другой стороны,

$$\frac{D_{отб}^{пер}}{D_{отб}^*} = \frac{bb'}{bb''} = 0,59,$$

что следует из способа построения линий, соответствующих различным отборам пара. Таким образом, получаем:

$$D_{отб}^{пер} = y D_{отб}^* = 0,59 \cdot 90 = 53 \text{ т/час}.$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

УДЕЛЬНЫЕ, ЧАСОВЫЕ

И ГОДОВЫЕ РАСХОДЫ ПАРА И ТЕПЛА.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ АГРЕГАТАМИ

Задача 2-1. Турбогенератор с напряжением $U=6,3$ кв и номинальной мощностью $N_n=25\,000$ квт при $\cos\varphi=0,8$ работает при $\cos\varphi_1=0,65$.

Определить удельный электрический расход пара при максимальной возможной нагрузке генератора по току, если при номинальной мощности турбоагрегата он равен $4,8$ кг/квтч. Коэффициент холостого хода турбоагрегата $x=0,08$. Зависимость расхода пара от нагрузки принять прямолинейной.

Задача 2-2. Турбогенератор с той же характеристикой, что и в задаче 2-1, работает при $\cos\varphi=0,85$. Конструкция турбины допускает ее нагрузку сверх номинальной мощности.

Определить возможную перегрузку агрегата при полной нагрузке генератора по току.

Задача 2-3. Удельный электрический расход пара при нагрузке машины $0,75$ номинальной равен $5,5$ кг/квтч.

Найти удельный эффективный расход пара при номинальной нагрузке, если $\eta_{ген}=0,9$, коэффициент холостого расхода пара $x=0,14$ и зависимость расхода пара от нагрузки прямолинейна.

Задача 2-4. Уравнение зависимости часового расхода пара на турбину от нагрузки $D=D_x+d_n(1-x)N$ представлено прямой линией в координатах D т/час, N квт. Масштаб ординат 1 мм $=n$ т/час, абсцисс — 1 мм $=m$ квт.

Чему равен тангенс угла α наклона линии к оси абсцисс, если $d_n=5$ кг/квтч и $x=0,10$?

Задача 2-5. Удельный расход пара на турбину при номинальной (максимальной длительной) мощности $d_n=5$ кг/квтч. Коэффициент расхода пара на холостой ход $x=0,10$. Номинальная мощность $N_n=12\,000$ квт.

Чему равны расход пара на холостой ход и пропорциональные нагрузке слагающие расхода пара при мощностях N_n и

0,25 N_n , а также полные расходы пара? Зависимость расхода пара от N прямолинейна¹.

Задача 2-6. Удельный расход пара при номинальной мощности турбины $d_n = 4,8 \text{ кг/квтч}$ (с регенеративным подогревом питательной воды). Чему равны удельные расходы пара при нагрузках турбины 0,5 N_n и 0,25 N_n , если $x = 0,08$? Зависимость полного расхода пара на турбину от мощности ее прямолинейна в пределах от нуля до N_n .

Задача 2-7. Для условий задачи 2-6 определить удельные расходы тепла, если при N_n и регенеративном подогреве питательной воды $t_{n.a} = 150^\circ\text{C}$. Давление пара, обогревающего подогреватель высокого давления, $p_{сгб} = 6 \text{ атм}$ при N_n и понижается пропорционально нагрузке турбины. Недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения греющего пара принять $\Delta t = 8^\circ\text{C} = \text{const}$, начальное теплосодержание пара $i_0 = 780 \text{ ккал/кг}$.

Задача 2-8. Удельный расход пара на турбину при коэффициенте ее загрузки $f = 0,75$ равен $5,23 \text{ кг/квтч}$, при $f_1 = 0,25$ равен $7,1 \text{ кг/квтч}$.

Чему равен коэффициент x расхода пара на холостой ход?

Задача 2-9. Вычислить расход пара на турбину АК-21-1 при нагрузке 23 000 квт . Экономическая мощность турбины $N_{эк} = 21\,000 \text{ квт}$. Расход пара на холостой ход $D_{х.х} = 4,8 \text{ т/час}$; полезный удельный прирост расхода пара до экономической мощности $b_1 = 4,54 \text{ кг/квтч}$, после экономической мощности $b_2 = 5,82 \text{ кг/квтч}$ (регулирование дроссельно-обводное, т. е. с подачей пара на промежуточную ступень при $N > N_{эк}$).

Определить также удельные расходы пара при $N = 24\,000 \text{ квт}$ и $N = 10\,000 \text{ квт}$.

Задача 2-10. Станция мощностью 24 000 квт при работе с коэффициентом использования $k_u = 1,0$ расходует 0,5 кг условного топлива на выработанный киловаттчас. При $k_u = 0,5$ расход топлива равен 0,575 кг усл.т/квтч .

а) Построить тепловую характеристику станции, считая ее прямолинейной.

б) Найти аналитическое выражение характеристики, а также зависимость среднего годового удельного расхода тепла от коэффициента использования станции.

Задача 2-11. Станция, рассмотренная в задаче 2-10, работает с коэффициентом использования $k_u = 0,6$. Как изменятся средний годового удельный расход тепла и средний коэффи-

¹ Зависимость часового расхода пара от нагрузки турбины можно с достаточной для практических целей точностью считать прямолинейной независимо от регенеративного подогрева питательной воды.

циент загрузки $f_{ср}$ двигателей, если коэффициент использования k_u установленной мощности понизится до 0,9 прежней величины, а коэффициент рабочего времени турбин k_r увеличится в 1,05 раза?

Задача 2-12. Вычислить, пользуясь величинами удельных расходов топлива, годовой парадный расход условного топлива на ТЭЦ с двумя турбинами по 4 000 *квт* при следующих условиях.

Выработка электроэнергии $\mathcal{E} = 36 \cdot 10^6$ *квтч/год*.

Отпуск пара из отбора при $p = 5$ *ата* $D = 90 \cdot 10^3$ *т/год*.

Отпуск тепла из отбора $Q = 53 \cdot 10^3$ *млн. ккал/год*.

Начальные параметры пара $p_0 = 29$ *ата*; $t_0 = 400^\circ \text{C}$.

Электрический расход пара на турбину без отбора пара с регенерацией при полной нагрузке $d_k = 5,75$ *кг/квтч*.

Коэффициент холостого расхода топлива на ТЭЦ $x = 0,12$.

Произведение $\eta_{ген}\eta_{мех} = 0,9$. Коэффициент полезного действия котельной $\eta_{к.у} = 0,85$.

Адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора $h' = 102$ *ккал/кг*; относительный электрический к. п. д. ступеней турбины, лежащих до отбора пара, $\eta'_{т.в} = 0,6$. Теплосодержание питательной воды $i_{п.в} = 100$ *ккал/кг*. Коэффициент полезного действия трубопровода принять равным 1,0.

Задача 2-13. Станция с двумя однотипными турбинами номинальной мощностью $N_k = 12\,000$ *квт*, имеющими расход пара при номинальной нагрузке $d_k = 4,9$ *кг/квтч* и коэффициент холостого расхода пара $x = 8\%$, работает в течение года с коэффициентом использования установленной мощности $k_u = 0,6$ и коэффициентом рабочего времени агрегатов $k_r = 0,75$. Найти годовой расход пара на машинный зал. Характеристика расхода пара прямолинейна.

Задача 2-14. Решить задачу 2-13, пользуясь выражением среднего годового удельного расхода пара, если заданы выработка электроэнергии $\mathcal{E} = 126 \cdot 10^6$ *квтч/год* и число машино-часов $m = 13\,140$.

Задача 2-15. Турбины станции из задачи 2-14 израсходовали за год то же количество пара, но при числе машино-часов, большем на 20%.

Определить годовую выработку электроэнергии.

Задача 2-16. Турбина мощностью $N_k = 12\,000$ *квт* с начальными параметрами пара $p_0 = 90$ *ата* и $t_0 = 500^\circ \text{C}$ работает с противодавлением 18 *ата* в течение 7 000 час. в году. Внутренний относительный к. п. д. турбины $\eta_{от} = 0,75$; к. п. д. генератора $\eta_{ген} = 0,96$; механический к. п. д. турбины $\eta_{мех} = 0,975$.

Определить коэффициент использования агрегата, если расход пара на турбоагрегат равен $800 \cdot 10^6 \text{ кг/год}$ и коэффициент холостого расхода пара $x=0,14$.

Задача 2-17. Определить без учета регенерации расход пара на турбину с $N_k=25000 \text{ кВт}$, $p_0=35 \text{ атм}$, $t_0=435^\circ\text{C}$ и регулируемым отбором пара при $p_{отб}=1,2 \text{ атм}$ и $p_k=0,04 \text{ атм}$ при нагрузке турбины $N=20000 \text{ кВт}$ и отборе пара $D_{отб}=80 \text{ т/час}$, приняв $x=0,08$; $\eta'_{ci}=0,8$; $\eta''_{ci}=0,78$; $\eta_{мех}\eta_{ген}=0,95$. Мятие пара в регулирующих органах составляет $2,5 \text{ ат}$ и $0,1 \text{ ат}$.

Задача 2-18. Для условий задачи 2-17 определить электрическую мощность турбины, если она расходует 100 т/час пара при отборе пара 60 т/час .

Задача 2-19. На станциях с турбинами мощностью по 12000 кВт выработано $\mathcal{E}'=80 \cdot 10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/год}$ при нагрузках, меньших их экономической мощности, и $\mathcal{E}''=70 \cdot 10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/год}$ при нагрузках, больших экономической мощности. Удельный холостой расход пара $d_x=0,4 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$. Приrost расхода пара до экономической мощности $b_1=4,1 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$, после экономической мощности $b_2=4,7 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$. Число машино-часов за год $m=14000$.

Определить годовой расход пара на турбины.

Задача 2-20. Определить часовой и удельный расходы пара и удельный расход тепла для конденсационной турбины с $N_k=N_{эк}=25000 \text{ кВт}$ и параметрами пара перед турбиной $p_0=35 \text{ атм}$ и $t_0=435^\circ\text{C}$, с давлением в конденсаторе $p_k=0,01 \text{ атм}$ и одним нерегулируемым отбором пара при $p_{отб}=1,2 \text{ атм}$ для подогрева питательной воды в смешивающем подогревателе. Мятие пара в регулирующих органах составляет $2,5 \text{ ат}$. Внутренние относительные к. п. д.: для ступеней до отбора $\eta'_{ci}=0,79$, после отбора $\eta''_{ci}=0,77$. Произведение $\eta_{мех}\eta_{ген}=0,94$.

Задача 2-21. Решить задачу 2-20 при электрической нагрузке турбогенератора $N=16000 \text{ кВт}$, считая при этом коэффициент холостого расхода пара $x=0,07$ и $\eta'_{ci}=0,78$.

Задача 2-22. Решить задачу 2-20 при условии подогрева питательной воды в поверхностном подогревателе с недогревом 8°C до температуры насыщенного пара при давлении отбора. Конденсат греющего пара подается дренажным насосом в главный поток конденсата до подогревателя (1-й вариант) и после него (2-й вариант).

Определить также увеличение удельного расхода тепла (и топлива) вследствие переохлаждения конденсата в конденсаторе турбины на 10°C при отсутствии регенеративного подо-

грева питательной воды и подогреве ее паром, отбираемым из турбины ($p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$).

Задача 2-23. Решить задачу 2 20 при двухступенчатом подогреве питательной воды в подогревателях смешивающего типа при давлениях греющего отборного пара $p_1 = 1,2 \text{ атм}$ и $p_2 = 0,4 \text{ атм}$.

Задача 2-24. Станция работает с номинальной мощностью $N_k = 25000 \text{ квт}$ и отпускает потребителям 100 т/час пара из отбора турбины при давлении $p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$. Параметры пара при входе в турбину $p_0 = 90 \text{ атм}$ и $t_0 = 500^\circ \text{C}$. Давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \text{ атм}$. Определить расходы пара и тепла топлива, содержащегося в паре, и сравнить их с соответствующими расходами при работе станции с той же электрической мощностью при конденсационном режиме и отпуске потребителям из котельной:

а) того же количества пара 100 т/час ;

б) того же количества тепла через редуциционно-охладительную установку (РОУ) при тех же параметрах пара, что и у отбираемого из турбины, теплосодержании охлаждающей воды 152 ккал/кг (подается питательным насосом из дегазера с давлением 5 атм) и испарении в охладителе 75% подаваемой в него воды.

Удельный электрический расход пара при номинальной нагрузке турбины в конденсационном режиме (с регенерацией) $d_k = 4,3 \text{ кг/квтч}$, теплосодержание питательной воды котлов $i_{п.в} = 220 \text{ ккал/кг}$ ($t_{п.в} = 215^\circ \text{C}$), температура конденсата при выходе из аппаратов потребителя $t_{с.к} = 100^\circ \text{C}$. Потерю тепла в сети не учитывать. Относительный внутренний к. п. д. ступеней турбины, лежащих до отбора пара, $\eta_{ci} = 0,78$, их относительный электрический к. п. д. $\eta'_{os} = 0,74$; для ступеней турбины, лежащих после места отбора пара, $\eta''_{os} = 0,72$. Параметры пара при выходе из котлов: 100 атм и 510°C .

Задача 2-25*. При пуске станции с двумя турбинами типов АК-24-1 и АК-50-1 в работу после остановки на ремонт диспетчером системы ей задана нагрузка 10000 квт с последующим увеличением ее до полной установленной мощности. Определить очередность включения турбин. Турбины получают пар из одной котельной. Решить эту же задачу при заданной начальной нагрузке, лежащей в пределах $22600 - 24000 \text{ квт}$.

Поскольку регенеративные системы подогрева питательной воды различны, задача должна быть решена, исходя из условия наименьшего расхода тепла.

* Задачи 2-25, 2-26, 2-27 и 2-28 составлены по материалам книги „Типовые энергетические характеристики турбоагрегатов“, Госэнергоиздат, 1946.

Расходы тепла агрегатами:

	АК-24-1	АК-50-1
Часовой расход холостого хода $Q_{x,x}$, млн. ккал/час.	4,4	8,7
Прирост расхода тепла до экономической мощности q_1 , млн. ккал/10 ³ квт	2,76	2,62
Экономическая мощность $N_{э}$, квт	21 000	42 000
Прирост расхода тепла при нагрузках выше экономической мощности q_2 , млн. ккал/10 ³ квт	3,43	3,00
Расход тепла на пуск агрегатов, млн. ккал	5,5	15,2

Задача 2-26. На станции включены в работу и работают от одной котельной обе турбины, указанные в задаче 2-25. Установить порядок загрузки турбин при увеличении нагрузки станции.

Задача 2-27. Установить порядок загрузки параллельно работающих турбоагрегатов АК-24-1 и АК-50-1 (см. задачу 2-26), если первый агрегат получает пар из котельной № 1 с к. п. д. нетто 71,5%, а второй — из котельной № 2 с к. п. д. нетто 84,5%.

Задача 2-28. Турбоагрегаты АК-24-1 и АК-50-1 имеют удельные приросты расхода топлива, как в задаче 2-27. Агрегат АК-24-1 установлен на станции вблизи потребителей энергии (потери ее в сети можно пренебречь). Расход энергии на собственные нужды из общей величины 5% имеет переменную составляющую (прирост) 2%. Агрегат АК-50-1 установлен на отдаленной станции. Прирост потерь в сети 5%; прирост расхода энергии на собственные нужды 7%.

Установить последовательность загрузки агрегатов в энергосистеме.

Задача 2-29. На станции включены в параллельную работу турбины № 1 6000 квт и № 2 12000 квт, характеристики расхода пара которых изображены на фиг. 2-1,а.

Начертить график наивыгоднейшего порядка загрузки турбин при увеличении нагрузки станции от нуля до 18000 квт и характеристику суммарного расхода пара.

Задача 2-30. Турбоагрегат с $N_n = 25000$ квт и $N_{э} = 20000$ квт работает с экономической мощностью.

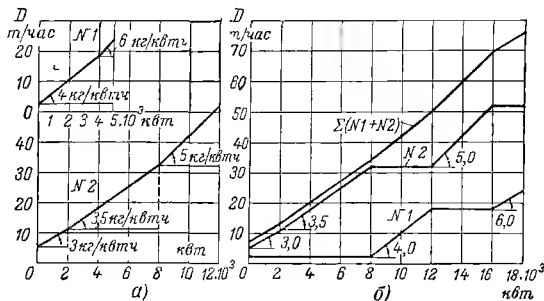
Расход пара на холостой ход D_x кг/час; удельный прирост пара при нагрузках до экономической мощности b_1 кг/квтч и сверх экономической мощности $b_2 = 5,40$ кг/квтч.

Выяснить, следует ли работать при возрастании нагрузки станции этому агрегату при $N > N_{э}$ или же, не перегружая его сверх $N_{э}$, пустить второй турбогенератор с $D_{x_2} = 4500$ кг/час и $b'_1 = 4,20$ кг/квтч.

Задача 2-31. На станции установлены четыре однотипные турбины с $N_{э} = 20000$ квт и $N_n = 25000$ квт, имеющие расход пара на холостой ход $D_x = 10$ т/час и удельные приросты рас-

хода пара при нагрузках до экономической мощности $b_1 = 3 \text{ кг/квтч}$ и сверх экономической мощности $b_2 = 4 \text{ кг/квтч}$. В работе находятся три турбины. При какой нагрузке станции окажется выгодным пуск четвертой турбины?

Задача 2-32. Анализировать влияние подогрева питательной воды котлов свежим паром из тех же котлов на расход тепла (топлива) в котельной установке в случаях подогрева перегретым и насыщенным паром.



Фиг. 2-1. Наивыгоднейший график загрузки машин.

Задача 2-33. Определить удельные расходы тепла на выработку электрической энергии при подогревах (одноступенчатых) в смешивающем подогревателе питательной воды (конденсата) до $i_{n,0} = 90 \text{ ккал/кг}$ паром из отбора турбины с $p_2^{с.тб} = 0,72 \text{ атм}$, паром из отбора с $p_1^{отб} = 5 \text{ атм}$ и свежим паром. Начальные параметры пара $p_0 = 29 \text{ атм}$; $t_0 = 400^\circ \text{C}$; давление в конденсаторе турбины $p_k = 0,04 \text{ атм}$. Относительные к. п. д. турбины: $\eta_{oi} = 0,82$; $\eta_{ip} = 0,77$.

Задача 2-34. На станции среднего давления установлены три турбины АК 21 с начальными параметрами пара $p_0 = 26 \text{ атм}$ и $t_0 = 375^\circ \text{C}$ ($i_0 = 761 \text{ ккал/кг}$). При $N_k = 24000 \text{ квт}$ удельный расход пара $d_k = 4,93 \text{ кг/квтч}$ и регенеративный подогрев питательной воды до $i_{n,0} = 145 \text{ ккал/кг}$. Коэффициент холостого расхода пара $x = 0,045$. Коэффициент полезного действия котельной установки среднего давления (тепловой нетто) $\eta_{к.у}^c = 0,8$; к. п. д. трубопроводов $\eta_{тр} = 0,98$. Коэффициент использования установленной мощности станции $k_u = 0,65$ и средний годовой коэффициент загрузки машин $f_{ср} = 0,75$.

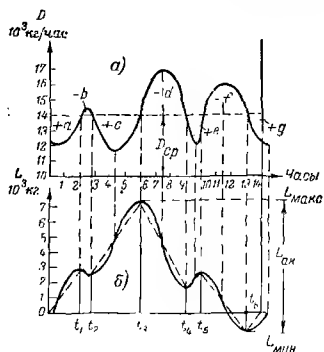
Задача 2-35. Вычислить аккумулирующую способность котлов: а) водотрубного большой производительности и б) с двумя жаровыми трубами при снижении давления на 10% нормального (получаемое при этом добавочное количество пара в кг) и время такого падения давления при нагрузке котла, равной 120% нормальной. Для тех же котлов вычислить аккумулирующую способность при прекращении питания и получении пара с нормальным давлением за счет питательного объема, а также возможную продолжительность работы без питания.

Необходимые для решения задачи данные указаны в табл. 2-1.

Таблица 2-1

		Единица и. измерения	Водотруб- ный бара- банный котел	Жаро- трубный котел
1	Производительность котла D	т/час	120	2
2	Начальное давление в котле	атм	35	10
3	Теплосодержание питательной воды $i_{п.в}$	ккал/кг	160	70
4	Объем воды в котле V	м ³	60	20
5	Удельный вес воды γ	кг/м ³	814	893
6	Количество воды в котле $G_v = V\gamma$	кг	49 000	17 900
7	Питательный объем $V_{пит}$	м ³	6	3
8	Количество воды в питательном объеме $G_{пит} = V_{пит}\gamma$	кг	4 900	2 680
9	Теплосодержание насыщенного пара при нормальном давлении i''	ккал/кг	669,5	663
10	То же при давлении 0,9 от нормаль- ного i_2''	ккал/кг	669,7	662
11	Теплосодержание воды в котле при нормальном давлении i_1'	ккал/кг	250	181,5
12	То же при давлении 0,9 от нормаль- ного i_2'	ккал/кг	242,5	176,7

Задача 2-36. Определить основные размеры пароводяного аккумулятора переменного давления для выравнивания нагрузки котельной, график работы которой изображен на фиг. 2-3,а. Аккумулятор заряжается паром из котельной с давлением $p_0 = 8$ атм и температурой $t_0 = 250^\circ\text{C}$. Наименьшее допустимое давление у потребителей пара 2 атм. Падение давления пара в сети потребителя $\Delta p_2 = 0,5$ атм и от котельной до аккумулятора $\Delta p_1 = 0,5$ атм. Вычислить также количество воды, убывающее из аккумулятора за один цикл заряд-разряд.



Фиг. 2-3. Построение интегральной кривой для определения аккумулярующей способности аккумулятора.

a — график нагрузки котельной; *б* — интегральная кривая.

РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К ГЛ. 2

2-1. Ток, допустимый по условиям нагрева обмотки генератора.

$$I = \frac{N_k}{\sqrt{3} V \cos \varphi} = \frac{25000}{1,73 \cdot 6,3 \cdot 0,8} = 2865 \text{ а.}$$

Активная мощность генератора при $\cos \varphi_1 = 0,65$

$$N = \sqrt{3} V I \cos \varphi_1 = 1,73 \cdot 6,3 \cdot 2865 \cdot 0,65 = 20260 \text{ квт.}$$

Удельный расход пара при этой нагрузке

$$d = d_s^* \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right) = 4,8 \left(\frac{0,08}{0,81} + 1 - 0,08 \right) = 4,9 \text{ кг/квт.ч,}$$

где $f = \frac{20260}{25000} = 0,81$ — коэффициент загрузки турбоагрегата.

2-2. 1560 квт.

2-3. Удельный электрический расход пара при номинальной нагрузке можно определить из равенства

$$d = d_s^* \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right).$$

Подставляя сюда заданные значения величин, получаем:

$$5,5 = d_s^* \left(\frac{0,14}{0,75} + 1 - 0,14 \right).$$

откуда

$$d_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{5,5}{1,047} = 5,27 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный эффективный расход пара при номинальной нагрузке

$$d_{\text{эф}}^{\text{н}} = d_{\text{э}}^{\text{н}} \eta_{\text{ген}} = 5,27 \cdot 0,9 = 4,75 \text{ кг/квтч.}$$

2-4. Если масштаб ординат $1 \text{ мм} = 1 \text{ т/час}$ и масштаб абсцисс $1 \text{ мм} = 1 \text{ квт}$, то $\text{tg } \alpha$ равен постоянной слагающей удельного расхода пара, т/квтч, т. е.

$$\text{tg } \alpha = d_{\text{н}} (1 - x) = 0,005(1 - 0,10) = 0,0045.$$

При других масштабах координат

$$\text{tg } \alpha = 0,0045 \frac{m}{n}.$$

Например, при $m = 100$ и $n = 0,45$

$$\text{tg } \alpha = 0,0045 \frac{100}{0,45} = 1$$

и угол наклона $\alpha = 45^\circ$.

2-5. Расход пара на турбину

$$D = D_x + d_{\text{н}}(1 - x)N \text{ кг/час,}$$

где в данном случае

$$D_x = x d_{\text{н}} N_{\text{н}} = 0,10 \cdot 5 \cdot 12\,000 = 6\,000 \text{ кг/час}$$

— постоянный расход пара на холостой ход.

Пропорциональные нагрузке расходы пара:

$$D_{\text{нр}} = d_{\text{н}}(1 - x)N = 5(1 - 0,10)12\,000 = 54\,000 \text{ кг/час при } N = N_{\text{н}};$$

$$D_{\text{нр}} = d_{\text{н}}(1 - x)0,25N = 5(1 - 0,10)3\,000 = 13\,500 \text{ кг/час при } N = 0,25 N_{\text{н}},$$

где $d_{\text{н}}(1 - x) = 5(1 - 0,10) = 4,5 \text{ кг/квтч}$ — удельный полезный прирост расхода пара (постоянная слагающая удельного расхода).

Полные расходы пара:

при $N = N_{\text{н}}$

$$D = 6\,000 + 54\,000 = 60\,000 \text{ кг/час} = 60 \text{ т/час};$$

при $N = 0,25 N_{\text{н}}$

$$D = 6\,000 + 13\,500 = 19\,500 \text{ кг/час} = 19,5 \text{ т/час.}$$

2-6. Удельный расход пара при нагрузках, меньших номинальной,

$$d = d_{\text{н}} \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right),$$

где f — коэффициент загрузки турбины.

При $f = 0,5$

$$d_1 = 4,8 \left(\frac{0,08}{0,5} + 1 - 0,08 \right) = 4,8 \cdot 1,08 = 5,19 \text{ кг/квтч.}$$

При $f = 0,25$

$$d_2 = 4,8 \left(\frac{0,08}{0,25} + 1 - 0,08 \right) = 4,8 \cdot 1,24 = 5,96 \text{ кг/квтч.}$$

2-7. При N_K удельный расход тепла

$$q_K = d_K (i_0 - i_{n,0}) = 4,8(780 - 151) = 3\,020 \text{ ккал/квт.ч.}$$

При $N = 0,5N_K$ температура питательной воды

$$t'_{n,0} = (t'_K - 8)^\circ \text{C} \approx 133 - 8 \approx 125^\circ \text{C} \approx i'_{n,0},$$

где $t'_K \approx 133^\circ \text{C}$ — температура насыщенного пара при $p'_{\text{атб}} = \frac{6}{2} = 3 \text{ атм.}$

Удельный расход тепла

$$q_1 = d_1 (i_0 - i'_{n,0}) = 5,19(780 - 125) = 3\,400 \text{ ккал/квт.ч.}$$

При $N = 0,25N_K$ температура питательной воды

$$t''_{n,0} \approx i''_{n,0} = t''_K - 8^\circ \approx 111 - 8 \approx 103^\circ \text{C},$$

где $t''_K \approx 111^\circ \text{C}$ — температура насыщенного пара при $p''_{\text{атб}} = \frac{6}{4} = 1,5 \text{ атм.}$

Удельный расход тепла

$$q_2 = d_2 (i_0 - i''_{n,0}) = 5,96(780 - 103) = 4\,040 \text{ ккал/квт.ч.}$$

Таким образом, при уменьшении нагрузки турбины удельные расходы пара возрастают сравнительно с номинальными:

при $f = 0,5$ на

$$\frac{5,19 - 4,8}{4,8} \cdot 100 = 8,1\%;$$

при $f = 0,25$ на

$$\frac{5,96 - 4,8}{4,8} \cdot 100 = 24,2\%.$$

Удельные расходы тепла возрастают:

при $f = 0,5$ на

$$\frac{3\,400 - 3\,020}{3\,020} \cdot 100 = 12,6\%;$$

при $f = 0,25$ на

$$\frac{4\,040 - 3\,020}{3\,020} \cdot 100 = 33,8\%.$$

т. е. быстрее, чем соответственные удельные расхода пара, вследствие уменьшения температуры питательной воды при недогрузках турбины.

2-8. Из соотношений

$$d = d_K \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right) \text{ и } d_1 = d_K \left(\frac{x}{f_1} + 1 - x \right)$$

следует:

$$x = \frac{d_1 - d}{d_1 - d + \frac{d}{f_1} - \frac{d_1}{f}} = \frac{7,1 - 5,23}{7,1 - 5,23 + \frac{5,23}{0,25} - \frac{7,1}{0,75}} = 0,14.$$

2-9. Расход пара при $N = 23\,000 \text{ квт} > N_{\text{ЭК}}$

$$\begin{aligned} D &= D_x + b_1 N_{\text{ЭК}} + b_2 (N - N_{\text{ЭК}}) = 4\,800 + 4,54 \cdot 21\,000 + 5,82 (23 - 21) \cdot 10^3 = \\ &= 4\,800 + 95\,340 + 11\,640 = 111\,780 \text{ кг час.} \end{aligned}$$

Удельный расход пара при $N_n = 24\,000$ квт

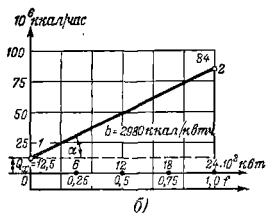
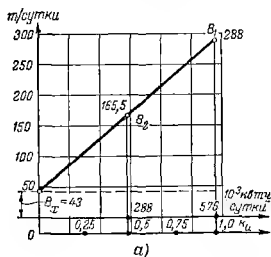
$$d_1 = \frac{D_x}{N} + b_1\alpha + b_2(1-\alpha) = \frac{4\,800}{24\,000} + 4,54 \cdot 0,875 + \\ + 5,82(1 - 0,875) = 0,20 + 3,97 + 0,728 = 4,898 \text{ кг/квтч,}$$

где

$$\alpha = \frac{N_{ак}}{N} = \frac{21\,000}{24\,000} = 0,875.$$

Удельный расход пара при $N = 10\,000$ квт $< N_{ак}$

$$d_2 = \frac{D_x}{N} + b_1 = \frac{4\,800}{10\,000} + 4,54 = 0,48 + 4,54 = 5,02 \text{ кг/квтч.}$$



Фиг. 2-4. Топливная и тепловая характеристики станции.

2-10. а) Предварительно строим (фиг. 2-4,а) топливную характеристику станции (оси координат — суточная выработка энергии и расход топлива). Суточный расход условного топлива:

при работе с $k_u = 1,0$

$$B_1 = 24\,000 \cdot 24 \cdot 0,5 = 288\,000 \text{ кг/сутки;}$$

при работе с $k_u = 0,5$

$$B_2 = 12\,000 \cdot 24 \cdot 0,575 = 165\,600 \text{ кг/сутки.}$$

Проводим через точки, соответствующие B_1 и B_2 , прямую линию, отсекающую на оси ординат величину $B_x = 43 \text{ т усл. т. в сутки}$ — холостой расход станции топлива, что составляет 15% максимального суточного расхода. Холостому расходу топлива соответствует часовой холостой расход тепла

$$Q_x = \frac{B_x Q_n^p}{24} = \frac{43\,000 \cdot 7\,000}{24} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Откладываем эту величину по оси ординат тепловой характеристики станции (оси координат — мощность станции и часовой расход тепла) и получаем точку 1. Вторую точку характеристики (фиг. 2-4,б) — 2 — получаем, на-

пример, при $N_{ст} = 24\,000$ квт, умножая часовой расход топлива при работе с $k_u = 1.0$ на $Q_p^* = 7\,000$ ккал/кг, что дает часовой расход тепла

$$Q = \frac{288\,000 \cdot 7\,000}{24} = 84 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Тепловая характеристика станции проходит через точки 1 и 2.

б) Постоянная слагающая удельного расхода тепла

$$b = \frac{84 \cdot 10^6 - Q_x}{N_{уст}} = \frac{(84 - 12.5) \cdot 10^6}{24\,000} = 2\,980 \text{ ккал/квтч.}$$

Уравнение тепловой характеристики имеет вид:

$$Q = Q_x + bN_{ст} = 12.5 \cdot 10^6 + 2\,980 N_{ст} \text{ ккал/час,}$$

где $bN_{ст}$ — пропорциональный мощности станции расход тепла.

Средний годовой удельный расход тепла определяем из следующих соображений.

Часовой расход тепла при средней годовой нагрузке станций

$$Q_{ср} = Q_x + 2\,980 N_{ср} \text{ ккал/час.}$$

Разделив обе части уравнения на $N_{ср} = k_u N_{уст}$, где k_u — коэффициент использования установленной мощности станции, получим средний годовой удельный расход тепла:

$$\begin{aligned} q_{ср} = \frac{Q_{ср}}{N_{ср}} &= \frac{Q_x}{N_{ср}} + 2\,980 = \frac{Q_x}{k_u N_{уст}} + 2\,980 = \\ &= \frac{q_x}{k_u} + 2\,980 = \frac{521}{k_u} + 2\,980 \text{ ккал/квтч,} \end{aligned}$$

где

$$q_x = \frac{Q_x}{N_{уст}} = \frac{12.5 \cdot 10^6}{24\,000} = 521 \text{ ккал/час}$$

— часовой холостой расход тепла, приходящийся на 1 квт установленной мощности станции.

2.11. При работе с $k_u = 0.6$ средний годовой удельный расход тепла

$$q_{ср} = \frac{521}{0.6} + 2\,980 = 870 + 2\,980 = 3\,850 \text{ ккал/квтч.}$$

При изменившихся условиях работы удельный средний годовой расход тепла составит:

$$q'_{ср} = \frac{521}{0.6 \cdot 0.9} + 2\,980 = \frac{521}{0.54} + 2\,980 = 965 + 2\,980 = 3\,945 \text{ ккал/квтч.}$$

Поскольку $f_{ср} = \frac{k_u}{k_{н}}$, коэффициент загрузки агрегата будет иметь величину

$$f'_{ср} = f_{ср} \frac{0.9}{1.05} = 0.857 f_{ср}.$$

2-12. Годовой расход условного топлива на ТЭЦ

$$B^{пар} = 8760 x b_k N_{уст} + (1-x) b_k \mathcal{E}_k + (1-x) b_m \mathcal{E}_m + (1-x) b_q Q \text{ кг/год}, \quad (2-1)$$

где x — коэффициент холостого расхода топлива на ТЭЦ;

b_k — расход условного топлива на выработанный киловаттчас при конденсационном режиме и полной нагрузке станции;

b_m — расход условного топлива на 1 квтч, выработанный отборным паром при полной нагрузке станции;

b_q — расход условного топлива на отпущенный миллион килокалорий;

$N_{уст}$ — установившаяся мощность станции;

$\mathcal{E}_k$ и $\mathcal{E}_m$ — количества электроэнергии, выработанные за год конденсационным способом и на тепловом потреблении;

Q — отпуск тепла, млн. ккал/год.

Количество электроэнергии, выработанное на тепловом потреблении (отборным паром),

$$\mathcal{E}_m = \frac{Dh'_{св}}{860} = \frac{90070000 \cdot 102 \cdot 0,6}{860} = 6,4 \cdot 10^6 \text{ квтч/год}.$$

Удельный расход условного топлива b_m определяется при помощи к. п. д. выработки электроэнергии на тепловом потреблении $\eta_{св}^{т.п.} = \eta_{св}^{т.п.} \eta_{мех} = 0,9$, а именно:

$$b_m = \frac{860}{\eta_{св}^{т.п.} \eta_{мех} \eta_{к.у} Q_k^p} = \frac{860}{0,9 \cdot 0,85 \cdot 7000} = 0,16 \text{ кг/квтч}.$$

Количество электроэнергии, выработанное при конденсационном режиме

$$\mathcal{E}_k = \mathcal{E} - \mathcal{E}_m = 36 \cdot 10^6 - 6,4 \cdot 10^6 = 29,6 \cdot 10^6 \text{ квтч/год}.$$

Расход условного топлива на 1 квтч, выработанный при конденсационном режиме (с учетом к. п. д. паропровода):

$$b_k = \frac{d_k (i_k - i_{п.в})}{Q_k^p \eta_{к.у}} = \frac{5,75 (780 - 100)}{7000 \cdot 0,85} = 0,653 \text{ кг/квтч}.$$

Расход условного топлива на отпущенный 1 млн. ккал

$$b_q = \frac{10^6}{7000 \eta_{к.у}} = \frac{10^6}{7000 \cdot 0,85} = 168 \text{ кг/млн. ккал}.$$

Подставляя найденные величины в выражение (2-1) для годового расхода топлива, получаем:

$$B^{пар} = 0,12 \cdot 0,653 \cdot 8760 \cdot 8000 + 0,88 \cdot 0,653 \cdot 29,6 \cdot 10^6 + 0,88 \cdot 0,16 \cdot 6,4 \cdot 10^6 + 0,88 \cdot 168 \cdot 53000 = 31,41 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 31,41 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Для определения действительного расхода топлива необходимо учесть эксплуатационные надávки к парадным расходам пара и топлива, не принятые во внимание в приведенном расчете.

2-13. Годовое число машино-часов $m = k_s M$, где $M = 2 \cdot 8760$ — максимально возможное число машино-часов, откуда

$$m = 0,75 \cdot 2 \cdot 8760 = 13140 \text{ машино-часов/год}.$$

Выработка электроэнергии

$$\mathcal{E} = k_u 2N_k 8760 = 0,6 \cdot 2 \cdot 12000 \cdot 8760 = 126 \cdot 10^6 \text{ кватч/год.}$$

Расход пара

$$D = m x d_k N_k + d_k (1 - x) \mathcal{E} = 13140 \cdot 0,08 \cdot 4,9 \cdot 12000 + 4,51 \cdot 123 \cdot 10^6 = \\ = 630 \cdot 10^6 \text{ кг год} = 630 \cdot 10^3 \text{ т/год,}$$

где

$$d_k (1 - x) = 4,9 (1 - 0,08) = 4,51 \text{ кг/кватч}$$

— полезный удельный расход (прирост) пара.

2-14. Средний годовой удельный расход пара

$$d_{cp} = d_k \left(\frac{x}{f_{cp}} + 1 - x \right) = 4,9 \left(\frac{0,08}{0,8} + 1 - 0,08 \right) = 4,9 \cdot 1,02 = 5,0 \text{ кг/кватч.}$$

где

$$f_{cp} = \frac{N_{cp}^m}{N_k} = \frac{\mathcal{E}}{m N_k} = \frac{123 \cdot 10^6}{13140 \cdot 12000} = 0,8.$$

Расход пара

$$D = d_{cp} \mathcal{E} = 5 \cdot 123 \cdot 10^6 = 630 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 630 \cdot 10^3 \text{ т год.}$$

2-15. $\mathcal{E} = 12325 \cdot 10^6 \text{ кватч/год}$. Уменьшение выработки $(126 - 12325) \cdot 10^6 = 2,75 \cdot 10^3 \text{ кватч/год}$ вызвано затратой части пара на добавочный холостой расход его машинами в количестве $\sim 12,4 \cdot 10^3 \text{ кг год}$.

2-16. Начальное теплосодержание пара $i_0 = 808,2 \text{ ккал/кг}$. Адиабатический перепад при расширении пара до 18 атм с учетом его ятия в регулирующих органах с 90 до 86 атм (по i -диаграмме)

$$H_0 = 808,2 - 704 = 104,2 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный электрический расход пара при номинальной нагрузке

$$d_k = \frac{860}{H_0 \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ген}}} = \frac{860}{104,2 \cdot 0,75 \cdot 0,975 \cdot 0,96} = 11,8 \text{ кг/кватч.}$$

Расход пара турбиной

$$D = m x d_k N_k + d_k (1 - x) \mathcal{E} \text{ кг год,}$$

откуда годовая выработка электроэнергии

$$\mathcal{E} = \frac{D \cdot m x d_k N_k}{d_k (1 - x)} = \frac{800 \cdot 10^6 - 7000 \cdot 0,14 \cdot 11,8 \cdot 12000}{11,8 (1 - 0,14)} = 65 \cdot 10^6 \text{ кватч/год.}$$

Коэффициент использования турбоагрегата

$$k_u = \frac{65 \cdot 10^6}{(1200) \cdot 8760} = 0,62.$$

2-17. Используемый перепад тепла в ступенях до отбора пара от $p'_0 = 35 - 2,5 = 32,5 \text{ атм}$ до 1,2 атм по i -диаграмме

$$h_1 = (793 - 616) 0,8 = 139 \text{ ккал/кг.}$$

То же для ступеней после отбора пара от давления $p'_{отб} = 1,2 - 0,1 = 1,1 \text{ атм}$ до давления $p_k = 0,04 \text{ атм}$

$$h_2 = (616 - 536) 0,78 = 86 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный электрический расход пара при полной электрической нагрузке без отбора пара

$$d_k = \frac{860}{(h_1 + h_2) \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ек}}} = \frac{860}{(139 + 86) 0,95} = 4,04 \text{ кг/квтч.}$$

Коэффициент недоиспользования отбираемого пара

$$y = \frac{h_2}{h_1 + h_2} = \frac{86}{139 + 86} = 0,382.$$

Расход пара на турбину

$$\begin{aligned} D &= x d_k N_k + (1 - x) d_k N + y D_{\text{отб}} = 0,08 \cdot 4,04 \cdot 25\,000 + \\ &+ (1 - 0,08) 4,04 \cdot 20\,000 + 0,382 \cdot 80\,000 = 8\,080 + 74\,300 + 30\,600 = \\ &= 112\,980 \text{ кг/ас.} \end{aligned}$$

2-18. 18 550 квт.

$$\begin{aligned} 2-19. D &= m d_k N_k + b_1 \mathcal{E}' + b_2 \mathcal{E}'' = 14\,000 \cdot 0,4 \cdot 12\,000 + 4,4 \cdot 80 \cdot 10^6 + \\ &+ 4,7 \cdot 70 \cdot 10^6 = 67,2 \cdot 10^6 + 352 \cdot 10^6 + 329 \cdot 10^6 = 748,2 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = \\ &= 748,2 \cdot 10^3 \text{ т/год,} \end{aligned}$$

иначе

$$\begin{aligned} D &= m d_k N_k + b_1 (\mathcal{E}' + \mathcal{E}'') + (b_2 - b_1) \mathcal{E}'' = 14\,000 \cdot 0,4 \cdot 12\,000 + 4,4 \cdot 150 \cdot 10^6 + \\ &+ (4,7 - 4,4) 70 \cdot 10^6 = 748,2 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 748,2 \cdot 10^3 \text{ т/год.} \end{aligned}$$

2-20. Теплосодержание пара в начале расширения при параметрах

$$p'_0 = 35 - 2,5 = 32,5 \text{ ата и } t_0 = 435^\circ \text{С равно } i_0 = 790 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое теплопадение в ступенях до отбора (фиг. 2-5)

$$h_1 = (790 - 616) 0,79 = 138 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание отбираемого пара

$$i_{\text{отб}} = i_0 - h_1 = 790 - 138 = 652 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое теплопадение в ступенях после отбора пара с учетом „возврата тепла“ (расхождение изобар на диаграмме в правом направлении)

$$h_2 = (i_{\text{отб}} - 534) \eta_{\text{от}}'' = (652 - 534) 0,77 = 91 \text{ ккал/кг.}$$

Общий используемый перепад тепла

$$H = h_1 + h_2 = 229 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный электрический расход пара без регенеративного подогрева питательной воды

$$d_k = \frac{860}{(h_1 + h_2) \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ек}}} = \frac{860}{229 \cdot 0,94} = 4,0 \text{ кг/квтч.}$$

Долю пара для регенерации определяем из теплового баланса смешивающего подогревателя для 1 кг пара, входящего в турбину.

Отсюда

$$D_p = \frac{D_{к.р}}{1 - y\alpha} = \frac{4,0 \cdot 25\,000}{1 - 0,39 \cdot 0,12} = \frac{100\,000}{0,952} = 105\,000 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара при регенерации

$$d_p = \frac{105\,000}{25\,000} = 4,2 \text{ кг/квтч,}$$

т. е. больше, чем без регенерации, на

$$\Delta d = \frac{4,2 - 4,0}{4,0} \cdot 100 = 5,0 \, \%$$

Удельный расход тепла при работе с регенерацией и параметрах пара, выходящего из котла, $p = 39 \text{ атм}$ и $t = 450^\circ \text{С}$

$$q_p = d_p (i - i_{н.г}) = 4,2 (795,2 - 104) = 2\,905 \text{ ккал/квтч.}$$

Удельный расход тепла при работе без регенерации

$$q_k = d_k (t - t_k) = 4,0 (795,2 - 29) = 3\,070 \text{ ккал/квтч,}$$

т. е. на

$$\Delta q = \frac{3\,070 - 2\,905}{3\,070} \cdot 100 = 5,4\%$$

больше, чем с регенерацией.

2-21. Часовой расход пара определяем из равенства

$$D_p = x d_k N_k + d_k (1 - x) N + y \alpha' D_p,$$

откуда

$$D_p = \frac{x d_k N_k + d_k (1 - x) N}{1 - y \alpha'} \text{ кг/час.}$$

где доля отбираемого для регенерации пара α' определяется из теплового баланса подогревателя при давлении пара в отборе $p'_{отб} = 1,2 \frac{16}{25} = 0,77 \text{ атм}$, чему соответствует температура насыщенного пара $t'_n = 84^\circ \text{С}$.

Используемое теплопадение в ступенях до отбора

$$h'_1 = (790 - 598) 0,78 = 150 \text{ ккал/кг}$$

и теплосодержание отбираемого пара

$$i'_{отб} = 790 - 150 = 640 \text{ ккал/кг.}$$

Таким образом,

$$\alpha' = \frac{84 - 29}{640 - 29} = 0,09;$$

$$\nu = \frac{h'_2}{H} = \frac{229 - 150}{229} = 0,345.$$

Подставляя в выражение для D_p значения величин, получаем расход пара на турбину:

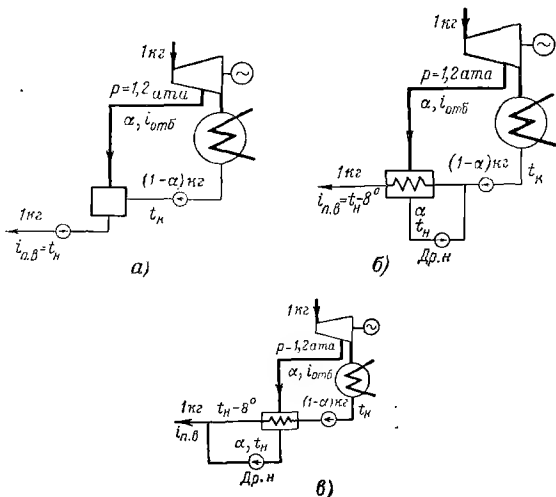
$$D_p = \frac{0,07 \cdot 4 \cdot 25\,000 + 4(1 - 0,07) 16\,000}{1 - 0,345 \cdot 0,09} = 68\,560 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара при работе с регенерацией

$$d_p = \frac{68\,560}{16\,000} = 4,29 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход пара при работе без регенерации

$$d_k = \frac{0,07 \cdot 4 \cdot 25\,000 + 4(1 - 0,07) 16\,000}{16\,000} = 4,16 \text{ кг/квтч.}$$



Фиг. 2-5. Схемы включения регенеративных подогревателей.
а — смешивающего; б — поверхностного с подачей конденсата греющего пара в главный поток конденсата до подогревателя; в — поверхностного с подачей конденсата после подогревателя.

Удельные расходы тепла:
при регенерации

$$q_p = 4,29 (795,2 - 84) = 3\,050 \text{ ккал/квтч;}$$

без регенерации

$$q_k = 4,16 (795,2 - 29) = 3\,193 \text{ ккал/квтч.}$$

Экономия тепла

$$\Delta q = \frac{3\,190 - 3\,050}{3\,190} \cdot 100 = 4,4\%$$

2-22. Различие в решении задач 2-20 и 2-22 состоит в том, что при поверхностном подогреве воды доля пара, отбираемая для регенерации, уменьшится при обоих вариантах подачи конденсата греющего пара сравнительно с долей пара, отбираемой при смешивающем подогреве, что следует из тепловых балансов поверхностного подогревателя.

1. Конденсат греющего пара подается в главный поток конденсата до подогревателя (фиг. 2-6,б);

Тепловой баланс поверхностного подогревателя

$$(t_k - 8) = \alpha i_{отб} + (1 - \alpha) t_k,$$

откуда доля полного расхода пара, отбираемая для регенерации,

$$\alpha = \frac{(t_k - 8) - t_k}{i_{отб} - t_k} = \frac{(104 - 8) - 29}{652 - 29} = 0,1075.$$

Часовой расход пара при работе с регенерацией

$$D_p = \frac{D_{к.р}}{1 - \alpha} = \frac{4 \cdot 25\,000}{1 - 0,397 \cdot 0,1075} = 104\,500 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара

$$d_p = \frac{104\,500}{25\,000} = 4,18 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q_p = 4,18 (795,2 - 96) = 2\,923 \text{ ккал/квтч.}$$

Таким образом, при поверхностном подогреве по схеме фиг. 2-6,б удельный расход пара на

$$\Delta d = \frac{4,2 - 4,18}{4,2} \cdot 100 = 0,476\%$$

меньше, а удельный расход тепла на

$$\Delta q = \frac{2\,923 - 2\,905}{2\,905} \cdot 100 = 0,62\%$$

больше, чем при смешивающем подогреве паром, отбираемым из турбины при том же давлении.

2. Конденсат греющего пара подается в главный поток конденсата после подогревателя (фиг. 2-6,в)

Тепловой баланс поверхностного подогревателя

$$(1 - \alpha)(t_k - 8) + \alpha i_k = i_{отб} + (1 - \alpha) t_k,$$

откуда доля пара, отбираемая для регенерации,

$$\alpha = \frac{(t_n - 8) - t_k}{t_{отб} - t_k - 8} = \frac{104 - 8 - 29}{652 - 29 - 8} = 0,109.$$

Часовой расход пара

$$D_p = \frac{D_{к.р}}{1 - \alpha} = \frac{4 \cdot 25 \ 000}{1 - 0,397 \cdot 0,109} = 104 \ 600 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара

$$d_p = \frac{104 \ 600}{25 \ 000} = 4,184 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q_p = d_p (i - i_{н.с}) = 4,184 (795,2 - 96,94) = 2 \ 921 \text{ ккал/квтч,}$$

где

$$i_{н.с} = (1 - \alpha)(t_n - 8) + \alpha t_k = (1 - 0,109)(104 - 8) + 0,109 \cdot 104 = 93,94 \text{ ккал/кг.}$$

Из полученных результатов видно, что поверхностный подогрев питательной воды менее экономичен, чем смешивающий, при обоих вариантах подачи конденсата греющего пара в главный поток конденсата. При этом подача конденсата греющего пара в главный поток конденсата после подогревателя более экономична, чем подача его до подогревателя. Это объясняется большей величиной отбора пара для подогрева воды ($\alpha = 0,109 > 0,1075$) и, следовательно, меньшим расходом пара в конденсатор и меньшей потерей тепла в нем с охлаждающей водой.

3. Влияние переохлаждения конденсата в конденсаторе турбины на 10°C сравнительно с температурой насыщения отработавшего пара турбины

Удельный расход тепла при отсутствии регенеративного подогрева питательной воды и $t'_k = t_k - 10 = 19^\circ\text{C}$

$$q'_k = d_k (i - t'_k) = 4 (795,2 - 19) = 3 \ 100 \text{ ккал/квтч,}$$

г. е. на

$$\Delta q_k = \frac{3 \ 100 - 3 \ 050}{3 \ 050} \cdot 100 = 1,64\%$$

больше, чем при отсутствии переохлаждения конденсата. В таком же отношении увеличится и расход топлива в котельной.

Для определения удельного расхода тепла при регенеративном подогреве переохлажденного конденсата до прежней температуры $t_{н.с} \approx 96^\circ\text{C}$ (по схеме фиг. 2-6,б) находим:

$$\alpha' = \frac{(t_n - 8) - t'_k}{t_{отб} - t'_k} = \frac{(104 - 8) - 19}{652 - 19} = 0,121.$$

Часовой расход пара из котельной на турбину

$$D'_p = \frac{4 \cdot 25 \ 000}{1 - 0,397 \cdot 0,121} = 105 \ 000 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход пара

$$d_p' = \frac{105\,000}{25\,000} = 4,2 \text{ кг/квтч.}$$

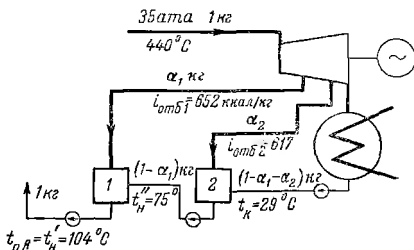
Удельный расход тепла

$$q_p' = 4,2 (795,2 - 96) = 2\,935 \text{ ккал/квтч}$$

больше, чем при отсутствии переохлаждения конденсата, на

$$\Delta q_p' = \frac{2\,935 - 2\,923}{2\,923} \cdot 100 = 0,411\%,$$

т. е. при регенеративном подогреве питательной воды переохлаждение конденсата ухудшает экономичность станции в меньшей степени, чем при его отсутствии.



Фиг. 2-7. Схема регенеративного двухступенчатого подогрева питательной воды в смешивающих подогревателях.

2-23. Удельный расход пара без регенеративного подогрева питательной воды $d_k = 4,0 \text{ кг/квтч}$ и часовой расход пара $D_{k.p} = 4,0 \cdot 25\,000 = 100\,000 \text{ кг/час}$ (взяты по данным задачи 2-20).

Доли α_1 и α_2 пара, отбираемые для регенерации, определяем из уравнений теплового баланса подогревателей (фиг. 2-7).

Баланс подогревателя № 1

$$i_{n,в} = (1 - \alpha_1) i_n'' + \alpha_1 i_{отб1},$$

откуда

$$\alpha_1 = \frac{i_{n,в} - i_n''}{i_{отб1} - i_n''} = \frac{104 - 75}{652 - 75} = 0,05.$$

Для составления баланса подогревателя № 2 находим теплосодержание пара из отбора при $p_2 = 0,4 \text{ атм}$:

$$i_{отб2} = i_{отб1} - (i_{отб1} - 603) 0,77 = 652 - (652 - 603) 0,77 = 617 \text{ ккал/кг.}$$

Тепловой баланс подогревателя № 2

$$(1 - \alpha_1) i_n'' = \alpha_2 i_{отб2} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) t_k,$$

откуда

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(t_n'' - t_k)}{i_{отб2} - t_k} = \frac{(1 - 0,05)(75 - 29)}{617 - 29} = 0,075.$$

Используемое теплопадение до второго отбора (фиг. 2-5)

$$h'_1 = 790 - 617 = 173 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое теплопадение после второго отбора

$$h'_2 = 617 - 561 = 56 \text{ ккал/кг.}$$

Общий используемый перепад

$$H = h'_1 + h'_2 = 173 + 56 = 229 \text{ ккал/кг.}$$

Коэффициенты недоиспользования отбираемого пара:
для первого отбора, как и в задаче 2-20,

$$y_1 = \frac{h_2}{H} = \frac{91}{229} = 0,397;$$

для второго отбора

$$y_2 = \frac{h'_2}{H} = \frac{56}{229} = 0,244.$$

Часовой расход пара при работе с регенерацией определяем из равенства

$$D'_p = D_{к.р} + y_1 \alpha_1 D'_p + y_2 \alpha_2 D'_p,$$

откуда

$$\begin{aligned} D'_p &= \frac{D_{к.р}}{1 - (y_1 \alpha_1 + y_2 \alpha_2)} = \frac{100\,000}{1 - (0,397 \cdot 0,05 + 0,244 \cdot 0,075)} = \\ &= \frac{100\,000}{0,932} = 107\,300 \text{ кг/час.} \end{aligned}$$

Удельный расход пара

$$d_p = \frac{107\,300}{25\,000} = 4,15 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q_p = 4,15(795,2 - 101) = 2\,370 \text{ ккал/квтч.}$$

т. е. на 35 ккал/квтч меньше, чем при однократном подогреве питательной воды до той же конечной температуры 101°С, вследствие уменьшения коэффициента недовыработки энергии отбираемым паром:

$$0,038 = y_1 \alpha_1 + y_2 \alpha_2 < y \alpha = 0,048,$$

или

$$\alpha_1 \frac{H - h_1}{H} + \alpha_2 \frac{H - h'_1}{H} < \alpha \frac{H - h_1}{H}.$$

Уменьшение удельного расхода тепла благодаря введению второй (промежуточной) ступени подогрева питательной воды может быть вычислено другим способом, а именно, исходя из сравнения потерь тепла в конденсаторе турбины.

Расход пара в конденсатор при одноступенчатом подогреве питательной воды (см. задачу 2-20)

$$D_{конд} = D_p (1 - \alpha) = 105\,000 (1 - 0,12) = 92\,400 \text{ кг/час.}$$

Потеря тепла с охлаждающей водой

$$Q_k = D_{конд} (i_2 - t_k) = 92\,400 (561 - 29) = 49,15 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Расход пара в конденсатор при двухступенчатом подогреве питательной воды

$$D'_{конд} = D'_p (1 - \alpha_1 - \alpha_2) = 103\,800 (1 - 0,05 - 0,075) = 90\,800 \text{ кг/час.}$$

Потеря тепла с охлаждающей водой

$$Q'_k = D'_{конд} (i_2 - t_k) = 90\,800 (561 - 29) = 48,3 \cdot 10^6 \text{ ккал/кг.}$$

Уменьшение потери тепла, приходящееся на 1 кВтч.

$$\Delta q = \frac{Q_k - Q'_k}{N_g} = \frac{(49,15 - 48,3) \cdot 10^6}{25\,000} = \frac{0,85 \cdot 10^6}{25\,000} = 34 \text{ ккал/кВтч,}$$

что весьма близко к полученной другим способом величине 35 ккал/кВтч.

2-24. По i -с-диаграмме находим: $i_0 = 809 \text{ ккал/кг}$ и адиабатические теплосодержания от начального состояния пара до давления отбираемого пара $h'_0 = 226 \text{ ккал/кг}$ и от состояния отбираемого пара до давления в конденсаторе $h''_0 = 113 \text{ ккал/кг}$.

Часовой расход пара при номинальной мощности и конденсационном режиме

$$D_{к.р} = V_k d_s^* = 25\,000 \cdot 4,3 = 107\,500 \text{ кг/час} = 107,5 \text{ т/час.}$$

Расход пара из котельной при комбинированном теплоэлектрообеспечении (отбор пара в количестве $D_{отб} = 100 \text{ т/час}$)

$$D_{комб} = D_{к.р} + y D_{отб} = D_{к.р} + \frac{h'_0 \eta'_{02}}{h'_0 \eta'_{02} + h''_0 \eta'_{02}} D_{отб} =$$

$$= 107,5 + \frac{113 \cdot 0,72}{226 \cdot 0,74 + 113 \cdot 0,72} \cdot 100 = 107,5 + 0,328 \cdot 100 = 140,3 \text{ т/час.}$$

Расход тепла топлива в паре, получаемом из котельной,

$$Q_{комб} = D_{комб} (i_1 - i_{п.в}) = 140,3 \cdot 10^3 (813 - 220) = 83,15 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

где $i_1 = 813 \text{ ккал/кг}$ — теплосодержание пара при выходе из котельной.

а) Расходы пара и тепла топлива в паре, получаемом из котельной, при раздельной выработке электроэнергии и тепла (отпуск из котельной потребителям $D'_n = D_{отб} = 100 \text{ т/час}$ пара):

$$D'_{разд} = D_{к.р} + D'_n = 107,5 + 100 = 207,5 \text{ т/час;}$$

$$Q'_{разд} = D'_{разд} (i_1 - i_{п.в}) = 207,5 \cdot 10^3 (813 - 220) = 123 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

б) Расходы пара и тепла топлива в паре при раздельной выработке тепла и электроэнергии и отпуске из котельной через РОУ того же количества тепла Q_n и при тех же параметрах, что и отборов турбины при комбинированном теплоэлектрообеспечении.

Теплосодержание отбираемого пара

$$i_{отб} = i_0 - h_0' \eta_{от} = 809 - 226 \cdot 0,78 = 633 \text{ ккал/кг.}$$

Количество тепла, получаемое потребителями из отбора турбины,

$$Q_n = D_{отб} (i_{отб} - i_{в,к}) = 100\,000 (633 - 100) = 53,3 \text{ млн. ккал/час.}$$

Расход из редуционно-охлаждающей установки пара с теми же параметрами, что и у отбираемого пара, при том же отпуске тепла потребителям $D_{охл} = D_{отб} = 100 \text{ т/час.}$

Для определения расхода пара из котельной на РОУ находим расход охлаждающей воды на 1 кг первичного пара из выражения (см. задач 4-1)

$$z = \frac{i_1 - i_{отб}}{i'_{отб} - i_a + \varphi (i_{отб} - i'_{отб})} \text{ кг/кг,}$$

где $i'_{отб} = 104 \text{ ккал/кг}$ — теплосодержание кипящей воды при 1,2 атм;

$\varphi = 0,75$ — доля охлаждающей воды, испаряющаяся в холодильнике.

Подставляя в выражение для z значения величин, получаем:

$$z = \frac{813 - 633}{104 - 152 + 0,75 (633 - 104)} = 0,516 \text{ кг/кг.}$$

Расход пара из котельной на тепловое потребление (на РОУ)

$$D_n'' = \frac{D_{охл}}{1 + \varphi z} = \frac{100}{1 + 0,75 \cdot 0,516} = 72,1 \text{ т/час.}$$

Полный расход пара из котельной

$$D_{разд}'' = D_{к.р} + D_n'' = 107,5 + 72,1 = 179,6 \text{ т/час.}$$

Расход тепла топлива (в паре)

$$Q'_{разд} = D'_{разд} (i_1 - i_{н,в}) = 179,6 (813 - 220) = 106,4 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Таким образом, перерасходы пара и тепла топлива в паре сравнительно с расходами их при комбинировании теплоэлектроснабжения: при $D_n = \text{const}$

$$D'_{разд} - D_{комб} = 207,5 - 140,3 = 67,2 \text{ т/час;}$$

$$Q'_{разд} - Q_{комб} = (123 - 83,15) \cdot 10^6 = 39,85 \cdot 10^6 \text{ ккал/час;}$$

при $D_n = \text{const}$

$$D'_{разд} - D_{комб} = 179,6 - 140,3 = 39,3 \text{ т/час;}$$

$$Q'_{разд} - Q_{комб} = (106,4 - 83,15) \cdot 10^6 = 23,25 \cdot 10^6 \text{ ккал/час,}$$

т. е. перерасходы пара и тепла при этих условиях равны:

$$\Delta D = \Delta Q = \frac{39,3}{140,3} \cdot 100 = \frac{23,25}{83,15} \cdot 100 = 27,95\%.$$

2-25. Агрегаты равноэкономичны при нагрузке $N_{p,э}$, определяемой из условия равенства расходов тепла агрегатами:

$$Q'_x + q'_1 N'_{эк} + q'_2 (N_{p,э} - N'_{эк}) = Q'_x + q'_1 N_{p,э};$$

$$4,4 + 2,76 \cdot 21\,000 \cdot 10^{-3} + 3,43 (N_{p,э} - 21\,000) \cdot 10^{-3} = 8,7 + 2,62 N_{p,э} \cdot 10^{-3},$$

откуда

$$N_{p,э} = 22\,600 \text{ квт.}$$

а) При заданной начальной нагрузке станции 10 000 квт, т. е. меньшей, чем $N_{p,э}$, агрегат АК-24-I, имеющий меньшую величину Q'_x , должен включаться в работу и затем догружаться до мощности $N_{p,э} = 22\,600$ квт. При этой нагрузке должен быть включен в работу агрегат АК-50-I, имеющий при нагрузках, больших $N_{p,э}$, меньший удельный прирост расхода пара, чем АК-24-I; последний должен быть остановлен после пуска АК-50-I. Агрегат АК-50-I должен в дальнейшем работать все время при увеличении нагрузки станции до ее установленной мощности. При нагрузке 50 000 квт в работу дополнительно включается агрегат АК-24-I. Таким образом, очередность включения агрегатов может быть представлена схемой.

Нагрузка станции, квт	10 000-22 600	22 600 ; 50 000	50 000-74 000
В работе находятся агрегаты	АК-24-I	АК-50-I	АК-50-I при полной мощности АК-24-I с увеличением мощности от 0 до 24 000 квт

б) При заданной начальной нагрузке, лежащей в пределах $N_{p,э} = 24\,000$ квт, если не учитывать пусковых расходов тепла, должен включаться агрегат АК-50-I, имеющий в этом диапазоне нагрузок меньший прирост удельного расхода пара и остающийся в работе при дальнейшем увеличении нагрузки станции. При учете пусковых расходов тепла вопрос о целесообразности включения в работу агрегата АК-50-I вместо АК-24-I в пределах нагрузок 22 600-24 000 квт решается в зависимости от количества электроэнергии, которое должно быть выработано при этих нагрузках. Для данных агрегатов разница в пусковых расходах тепла составляет 15,2-5,5 = 9,7 млн. ккал, и пуск агрегата АК-50-I будет целесообразен, если это количество тепла будет покрыто экономией в тепле за счет уменьшения его полезного прироста, равного 3,43-2,62 = 0,81 млн. ккал на 1 тыс. квт, выработанную агрегатом АК-50-I. Таким образом, пуск этого агрегата целесообразен, если выработка электроэнергии при нагрузках 22 600-24 000 квт должна быть не меньше 9,7/0,81 = 12 тыс. квтч. При меньшей ожидаемой выработке следует включать агрегат АК-24-I, хотя нагрузка его будет больше равноэкономичной, а агрегат АК-50-I только при нагрузках, больших 24 000 квт.

При увеличении нагрузки станции сверх 24 000 квт очередность включения и порядок загрузки агрегатов те же, что и в п. а).

2-26. Агрегаты должны загружаться соответственно росту удельных дополнительных расходов (приростов) тепла в следующем порядке:

Нагрузка, <i>квт</i>	Загружаемый агрегат	Прирост расхода тепла, <i>ккал/квтч</i>
0 ÷ 42 000	АК-50-1	2 620
42 000 ÷ 63 000	АК-24-1	2 760
63 000 ÷ 71 000	АК-50-1	3 000
71 000 ÷ 74 000	АК-24-1	3 430

2-27. Распределение нагрузки в этом случае должно производиться по порядку наименьших удельных приростов расхода топлива,

Удельные расходы условного топлива:

в котельной № 1

$$b_1 = \frac{10^6}{7000 \cdot 10^3 \cdot 0,715} = 0,2 \text{ т/млн. ккал};$$

в котельной № 2

$$b_2 = \frac{10^6}{7000 \cdot 10^3 \cdot 0,845} = 0,17 \text{ т/млн. ккал}.$$

Удельные приросты расхода топлива для выработки электроэнергии получаются умножением удельных приростов расходов тепла на удельные расходы топлива в котельных и равны (*кг усл. т/квтч*) при нагрузках:

	АК-24-1	АК-50-1
до экономической мощности	0,552	0,445
больше экономической мощности	0,686	0,510

Порядок наиболее экономичной загрузки агрегатов

Нагрузка, <i>квт</i>	Загружаемый агрегат	Прирост расхода топлива, <i>кг/квтч</i>
0 ÷ 42 000	АК-50-1	0,445
42 000 ÷ 50 000	АК-50-1	0,510
50 000 ÷ 71 000	АК-24-1	0,552
71 000 ÷ 74 000	АК-24-1	0,686

Как видно из таблицы, загрузка агрегатов по наименьшим приростам расхода топлива отличается от загрузки по наименьшим приростам расхода тепла.

2-28. Нагрузка 0 ÷ 42 000 *квт* — АК-50-1; 42 000 ÷ 63 000 *квт* — АК-24-1; 63 000 ÷ 71 000 *квт* — АК-50-1; 71 000 ÷ 74 000 *квт* — АК-24-1.

2-29. Графики загрузки агрегатов и суммарного расхода пара изображены на фиг. 2-1, б.

2-30. Расход пара турбиной № 1 при перегрузке ее на ΔN *квт* сверх $N_{\text{эк}}$

$$D_1 = D_{x1} + b_1 N_{\text{эк}} + b_2 \Delta N \text{ кг/час.}$$

Расход пара при работе двух турбин

$$D_2 = D_{x1} + b_1 N_{\text{эк}} + D_{x2} + b'_1 \Delta N \text{ кг/час.}$$

Пуск второй турбины выгоден, если $D_2 - D_1 < 0$, т. е. при соотношении

$$D_{x2} + b'_1 \Delta N - b_2 \Delta N < 0,$$

откуда видно, что условием целесообразности перехода на работу двумя турбинами является перегрузка первой турбины сверх экономической мощности на величину

$$\Delta N \geq \frac{D_{x2}}{b_2 - b'_1} \text{ кВт.}$$

При условиях задачи

$$\Delta N = \frac{4500}{5,40 - 4,20} = 3750 \text{ кВт.}$$

Таким образом, пуск второй турбины выгоден при нагрузке станции не менее 23 750 кВт.

2-31. Обозначим перегрузку каждой из трех работающих турбин сверх $N_{\text{эк}}$ через ΔN .

Расход пара при работе трех турбин

$$D_1 = 3(D_x + b_1 N_{\text{эк}} + b_2 \Delta N) \text{ кг/час;}$$

при пуске четвертой турбины

$$D_2 = 3(D_x + b_1 N_{\text{эк}}) + D_x + 3b_1 \Delta N.$$

Пуск четвертой турбины выгоден при условии $D_2 < D_1$ или $D_x + 3b_1 \Delta N < 3b_2 \Delta N$, т. е. если

$$3\Delta N > \frac{D_x}{b_2 - b_1}.$$

При условиях задачи должно быть:

$$3\Delta N > \frac{10000}{4,0 - 3,0} = 10000 \text{ кВт.}$$

Таким образом, пуск четвертой турбины выгоден при нагрузках станции, начиная с

$$N_{\text{ст}} = 3 \cdot 20000 + 10000 = 70000 \text{ кВт.}$$

2-32. 1. Подогрев питательной воды перегретым паром при том же количестве пара $D_{\text{г}} = D_{\text{т}} + D_{\text{с.н}}$ кг/час, что и без подогрева (фиг. 2-8, а),

где

$D_{\text{т}}$ — расход пара на турбину;

$D_{\text{с.н}}$ — расход пара на собственные нужды.

Количество тепла, получаемое водой и паром в котле от топлива:

а) без подогрева питательной воды

$$Q_1 = D_{\text{г}} (i_{\text{г}} - t_{\text{с.н}}) \text{ ккал/час;} \quad (2-2)$$

б) при подогреве питательной воды в смешивающем подогревателе 4

$$Q_2 = (D_{\text{г}} + a) (i_{\text{г}} - i_{\text{н.в}}) \text{ ккал/час,} \quad (2-3)$$

где a — количество пара, расходуемое на подогрев питательной воды, кг/час;

$t_{\text{с.н}}$ — температура питательной воды при отсутствии подогрева, равная температуре смеси возвращающегося конденсата и добавочной воды;

$i_{\text{н.в}}$ — теплосодержание питательной воды после подогрева, ккал/кг.

Из уравнения теплового баланса для подогревателя 4

$$(D_K + a) i_{n, \theta} = D_K \cdot t_{c, \theta} + a i_K$$

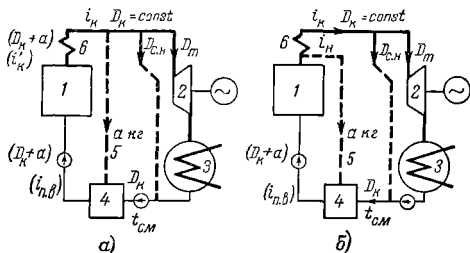
находим:

$$a (i_K - i_{n, \theta}) = D_K (i_{n, \theta} - t_{c, \theta}).$$

Подставляя правую часть этого равенства в (2-3), получаем:

$$Q_2 = D_K (t_K - i_{n, \theta}) + D_K (i_{n, \theta} - t_{c, \theta}) = D_K (i_K - t_{c, \theta}) = Q_1,$$

т. е. количество затрачиваемого в котельной тепла при введении подогрева питательной воды свежим паром при условии $i_K = \text{const}$ не изменилось бы. В действительности величина i_K , поскольку расход пара через



Фиг. 2-8. Схемы подогрева питательной воды паром из котлов.

а — перегретым паром при $D_K = \text{const}$; б — насыщенным паром при $D_K = \text{const}$; 1 — котел; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — смешивающий подогреватель; 5 — пар для подогрева воды; 6 — пароперегреватель.

пароперегреватель возрастает до величины $D + a$ кг/час, изменится до величины i'_K , большей или меньшей, чем i_K , в зависимости от характеристики пароперегревателя в данном диапазоне его нагрузок. Поэтому для сохранения прежней величины i_K количество тепла Q_2 должно быть изменено на величину

$$\pm Q_{доб} = (D_K + a) (i_K - i'_K) \text{ ккал/час}$$

и может оказаться больше или меньше Q_1 при соответственно изменившемся расходе топлива в котельной.

При практических расчетах указанным изменением i_K обычно можно пренебречь, поскольку расход пара на подогрев питательной воды составляет небольшую долю полной нагрузки котельной.

2. Подогрев питательной воды насыщенным паром при том же количестве получаемого перегретого пара $D_m + D_{c, K}$ (фиг. 2-8, б).

Количество тепла, получаемое водой и паром в котле от топлива

а) при отсутствии подогрева питательной воды

$$Q_1 = D_K (i_K - t_{c, \theta}) \text{ ккал/час};$$

б) при подогреве питательной воды

$$Q_2 = D_K (i_K - i_{n,v}) + a (i_K - i_{n,v}) \text{ ккал/час.} \quad (2-4)$$

Уравнение баланса тепла для подогревателя 4 имеет вид:

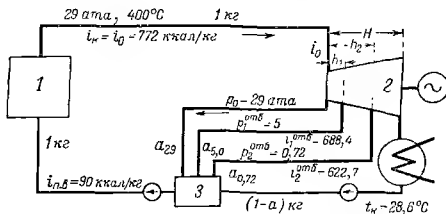
$$(D_K + a) i_{n,v} = a i_K + D_K t_{c,m},$$

откуда

$$D_K (i_{n,v} - t_{c,m}) = a (i_K - i_{n,v}).$$

Подставляя левую часть этого равенства в (2-4), имеем:

$$Q_2 = D_K (i_K - i_{n,v}) + D_K (i_{n,v} - t_{c,m}) - D_K (i_K - t_{c,m}) = Q_1.$$



Фиг. 2-9. Схема вариантов одноступенчатого подогрева питательной воды паром с давлениями 0,72 атм, 5 атм и свежим паром.

1 — котельная; 2 — турбина с отбором пара; 3 — смешивающий подогреватель питательной воды.

Величина t_K в этом случае остается постоянной, поскольку через пароперегреватель проходит постоянное количество пара, и температура газов, входящих в пароперегреватель, тоже не изменяется, так как, несмотря на то, что количество получаемого насыщенного пара увеличивается на a кг/час, количество тепла для получения этого пара остается постоянным вследствие увеличения температуры питательной воды.

Таким образом, равенство $Q_2 = Q_1$ при подогреве питательной воды насыщенным паром и отпуске из котельной перегретого пара верно без всяких оговорок и ограничений. Расход топлива в котельной остается постоянным, так как $\eta_{K,y}$ не изменяется. Очевидно, что это верно и для котельной без пароперегревателей.

Из изложенного ясно, что применять в целях экономии топлива подогрев питательной воды как насыщенным, так и перегретым свежим паром не имеет смысла. Он иногда применяется для увеличения срока службы и надежности работы оборудования, например для устранения выпадения на экономайзерах росы из дымовых газов при отсутствии регенеративного подогрева питательной воды.

Для этой же цели применяется иногда рециркуляция части горячей воды, нагретой в экономайзере, во всасывающий патрубок питательного насоса (при этом несколько увеличивается расход энергии на питание котлов, так как увеличивается необходимая мощность привода насоса).

2-33. Принципиальные схемы подогрева питательной воды изображены на фиг. 2-9.

1. Удельный расход тепла при отсутствии подогрева питательной воды

Удельный расход пара

$$d = \frac{860}{H\eta_{\text{св}}} = \frac{860}{272 \cdot 0,77} = 4,105 \text{ кг/квтч},$$

где $H = 272 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение от начальных параметров пара до давления в конденсаторе.

Удельный расход тепла

$$q = d(i_0 - i_k) = 4,105 (772 - 28,6) = 3050 \text{ ккал/квтч}.$$

2. Удельный расход тепла при подогреве питательной воды до $i_{n,0} = 90 \text{ ккал/кг}$ паром из отбора турбины с давлением $p_2^{\text{отб}} = 0,72 \text{ атм}$.

Давление $0,72 \text{ атм}$ является наименьшим давлением, при котором возможен нагрев воды до заданной температуры 90°C , поскольку при этом давлении температура насыщенного пара равна указанной.

Доля полного расхода пара, отбираемая для подогрева воды,

$$\alpha_{0,72} = \frac{i_{n,0} - i_k}{i_2^{\text{отб}} - i_k} = \frac{90 - 28,6}{622,7 - 28,6} = 0,1035,$$

где $i_2^{\text{отб}} = i_0 - h_2\eta_{01} = 772 - 182 \cdot 0,82 = 622,7 \text{ ккал/кг}$ и $h_2 = 182 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора пара.

Удельный расход пара

$$d_{0,72} = \frac{860}{[H - \alpha_{0,72}(H - h_2)]\eta_{\text{св}}} = \frac{860}{[272 - 1,035(272 - 182)]0,77} = 4,25 \text{ кг/квтч}.$$

Удельный расход тепла

$$q_{0,72} = d_{0,72}(i_0 - i_{n,0}) = 4,25 (772 - 90) = 2898 \text{ ккал/квтч}.$$

3. Удельный расход тепла при подогреве питательной воды до $i_{n,0} = 90 \text{ ккал/кг}$ паром из отбора турбины с давлением $p_1^{\text{отб}} = 5 \text{ атм}$.

Доля полного расхода пара, отбираемая для подогрева воды,

$$\alpha_{5,0} = \frac{90 - 28,6}{i_1^{\text{отб}} - 28,6} = \frac{90 - 28,6}{688,4 - 28,6} = 0,093,$$

где $i_1^{\text{отб}} = i_0 - h_1\eta_{01} = 772 - 102 \cdot 0,82 = 688,4 \text{ ккал/кг}$ и $h_1 = 102 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора.

Удельный расход пара

$$d_{5,0} = \frac{860}{[272 - 0,093(272 - 102)]0,77} = 4,35 \text{ кг/квтч}.$$

Удельный расход тепла

$$q_{5,0} = 4,35 (772 - 90) = 2965 \text{ ккал/квтч}.$$

4. Удельный расход тепла при подогреве питательной воды свежим паром

Доля полного расхода пара, отбираемая для подогрева воды,

$$\alpha_{29} = \frac{90 - 28,6}{772 - 28,6} = 0,0826.$$

Полный удельный расход пара (при $h = 0$)

$$d_{29} = \frac{860}{(H - a_{29}H) \eta_{o,2}} = \frac{860}{(272 - 0,0826 \cdot 272) 0,77} = 4,475 \text{ кг/квтч.}$$

Часть этого расхода пара, равная $a_{29}d_{29} = 0,0826 \cdot 4,475 = 0,37 \text{ кг/квтч}$, поступает помимо турбины в подогреватель питательной воды; остальной пар в количестве $d = 4,475 - 0,37 = 4,105 \text{ кг/квтч}$, равном его расходу при отсутствии подогрева питательной воды, направляется в турбину.

Полный удельный расход тепла:

$$q_{29} = d_{29}(i_0 - i_{n,0}) = 4,475(772 - 90) = 3050 \text{ ккал/квтч.}$$

Как и следовало ожидать, удельный расход тепла при подогреве питательной воды свежим паром оказывается равным удельному расходу тепла при отсутствии подогрева питательной воды, причем на турбину расходуется

$$q'_{29} = 4,105(772 - 90) = 2800 \text{ ккал/квтч}$$

и на подогрев питательной воды

$$q''_{29} = q_{29} 0,0826 = 0,37(772 - 90) = 250 \text{ ккал/квтч.}$$

2-34. 1. Определение показателей работы станции среднего давления с турбинами АК-24

Средний годовой удельный расход пара

$$d_{cp} = d_n \left(\frac{x}{f_{cp}} + 1 - x \right) = 4,93 \left(\frac{0,045}{0,75} + 1 - 0,045 \right) = 5 \text{ кг/квтч.}$$

Средний годовой удельный расход тепла топлива в паре при $i'_{n,0} = 134 \text{ ккал/кг}$, соответствующий средней годовой загрузке турбин $f_{cp} = 0,75^*$,

$$q_{cp}^{c,0} = d_{cp}(i_0 - i'_{n,0}) = 5(761 - 134) = 3135 \text{ ккал/квтч.}$$

Коэффициент полезного действия станции среднего давления

$$\eta_{ст}^{c,0} = \frac{860 q_{к.у}^{c,0} \eta_{т.р}}{q_{cp}^{c,0}} = \frac{860 \cdot 0,8 \cdot 0,98}{3135} = 0,215.$$

Годовая выработка электрической энергии

$$\mathcal{E}_{c,0}^{c,0} = 3N_{\kappa} 8760 k_{\kappa} = 3 \cdot 24000 \cdot 8760 \cdot 0,65 = 410 \cdot 10^6 \text{ квтч/год.}$$

2. Проверка возможности применения турбины ВР-25 в качестве „надстройки“

Теплосодержание отработавшего пара турбины ВР-25

$$i_n = i_1 - h \eta_{от} = 809 - 76 \cdot 0,776 = 750 \text{ ккал/кг.}$$

где $h = 76 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение в турбине до давления $p_2 = 29 \text{ атм.}$

По i -диаграмме находим, что температура отработавшего пара $t_n = 360^\circ \text{C}$. Согласно ГОСТ турбины класса А могут работать с N_{κ} при снижении начальной температуры пара в пределах 15°C . Оценивая увеличение удельного расхода пара турбинами АК-24 на 3% при снижении t_0 с 375

* По данным типовой характеристики турбины АК-24.

до 360° С, принимаем средний годовой расход пара турбинами АК-24 равным $d'_{\text{ср}} = 5,1,03 = 5,15 \text{ кг/квтч}$, а удельный расход пара при полной мощности $d'_n = 4,93 \cdot 1,03 = 5,08 \text{ кг/квтч}$.

Часовой расход пара на турбинах АК-24 при их полной нагрузке

$$D = 3D_m = 3N_n d'_n = 3 \cdot 24 \cdot 000 \cdot 5,08 = 365,4 \text{ т/час.}$$

Часовой расход пара на турбину ВР-25 при ее полной нагрузке

$$D^{\text{с.д}} = \frac{N'_n 860}{h_{\text{тоз}}} = \frac{25 \cdot 000 \cdot 860}{76 \cdot 0,745} = 380 \text{ т/час.}$$

Излишек отработавшего пара D_p сравнительно с расходом пара на турбины АК-24, а именно:

$$D_p = D^{\text{с.д}} - 3D_m = 380 - 365,4 = 14,6 \text{ т/час,}$$

может быть использован для подогрева питательной воды после дегазера. Согласно расчету нагрев воды в поверхностном подогревателе 5 (см. фиг. 2-2) таким небольшим количеством пара возможен не более чем на ~ 22° С, т. е. до температуры $t_{n, \text{с}} \approx 133 + 22 \approx 155^\circ \text{С}$, где 133° С — температура воды после дегазера, соответствующая давлению в нем $p_d = 3 \text{ атм}$.

Из изложенного следует, что турбина ВР-25 может быть использована в качестве „надстройки“ над турбинами АК-24, однако с понижением при этом начальной температуры пара для этих турбин на 15° С и недогревом питательной воды до 215° С, принятых для станций на 90 атм, при больших нагрузках станции среднего давления. Для нагрева питательной воды при полной нагрузке турбин АК-24 от 133,4 ккал/кг (в дегазере) до 223 ккал/кг (215° С) требуется (через РОУ 29,24 атм) расход отработавшего пара D'_p , определяемый из теплового баланса подогревателя 5 (фиг. 2-2):

$$D'_p = \frac{(3D_m + D'_p)(i_{n, \text{с}} - i'_d)}{i_n - i'_{21}} = \frac{(365,4 + D'_p)(220 - 133,4)}{750 - 226,2} \text{ т/час,}$$

где i'_{21} — теплосодержание конденсата греющего пара при $p = 24 \text{ атм}$, откуда $D'_p = 72,15 \text{ т/час}$. Расход отработавшего пара при этом должен быть равен

$$D_n = 3D_m + D'_p = 365,4 + 72,15 = 437,5 \text{ т/час,}$$

для чего необходимо установить пять турбин ВР-6 или три турбины ВР-12. Температура отработавшего пара этих турбин соответствует начальной температуре пара старых турбин (375° С), однако установка становится дорогой и громоздкой, вследствие чего принимаем к установке турбину ВР-25 (ХТГЗ).

При практическом осуществлении надстроек над турбинами с $t_0 = 400^\circ \text{С}$ появляются иногда еще большие затруднения, чем в данном случае, так как может возникнуть вопрос о промежуточном перегреве пара (причем всего на 20 — 40° С), что сильно удорожает и усложняет установку, или же о повышении температуры отработавшего пара турбин ВР удалением их задних ступеней (такие проектные соображения имеются; в некоторых случаях это может быть более простым и быстро осуществимым способом. При этом несколько уменьшаются $\eta_{\text{от}}$ турбины ВР и ее мощность.

3. Определение показателей работы станции с „надстройкой“

При среднегодовой нагрузке турбин $N_{c.p} = 0,75 N_k = 0,75 \cdot 24\,000 = 18\,000$ *квт* расход пара на турбины АК-24

$$D_{c.p}^{c.d} = 3D_m^{c.p} = 3 \cdot 18\,000 \cdot 5,15 = 278\,000 \text{ кг/час} = 278 \text{ т/час.}$$

Расход пара $D_p^{c.p}$ через РОУ 29/24 *ата* для нагрева питательной воды от 133,4 *ккал/кг* до 220 *ккал/кг* (215°С) при среднегодовой загрузке турбин АК-24 определяем из уравнения теплового баланса подогревателя Б:

$$D_p^{c.p} = \frac{(3D_m^{c.p} + D_p^{c.p})(i_{n.s} - i_o')}{i_n - i_{24}'} = \frac{(278 + D_p^{c.p})(220 - 133,4)}{750 - 226,2} \text{ т/час,}$$

откуда $D_p^{c.p} = 55 \text{ т/час.}$

Полный расход пара на турбину ВР-25 при среднегодовой нагрузке турбин АК-24

$$D_{c.p}^{s.d} = 3D_m^{c.p} + D_p^{c.p} = 278 + 55 = 333 \text{ т/час.}$$

Средняя доля расхода пара на турбину ВР-25, используемая для регенеративного подогрева питательной воды,

$$\alpha_{c.p} = \frac{D_p^{c.p}}{D_{c.p}^{s.d}} = \frac{55}{333} = 0,165.$$

Годовой расход пара турбинами АК-24

$$D_{c.o.d}^{c.d} = 3D_m^{c.p} d'_{c.p} = 410 \cdot 10^3 \cdot 5,15 = 2,11 \cdot 10^9 \text{ кг/год.}$$

Годовой расход пара на турбину ВР-25

$$D_{c.o.d}^{s.d} = \frac{D_{c.o.d}^{c.d}}{1 - \alpha_{c.p}} = \frac{2,11 \cdot 10^9}{1 - 0,165} = 2,53 \cdot 10^9 \text{ кг/год.}$$

Годовая выработка электроэнергии турбиной ВР-25 определяется из уравнения ее мощности:

$$D_{c.o.d}^{s.d} = tx_1 d_{k.s.d}^{s.d} N'_k + (1 - x_1) d_{k.s.d}^{s.d} \mathcal{E}^{s.d},$$

где $t = 8750$ — число часов работы турбины в году;

$$d_{k.s.d}^{s.d} = \frac{860}{h_{c.o.s}} = \frac{860}{76 \cdot 0,745} = 15,2 \text{ кг/квтч.}$$

— удельный расход пара при полной нагрузке турбины.

Подставляя найденные значения величин в уравнение мощности турбины ВР-25, имеем:

$$2,53 \cdot 10^9 = 8\,760 \cdot 0,22 \cdot 15,2 \cdot 25\,000 + (1 - 0,22) 15,2 \mathcal{E}^{s.d},$$

откуда

$$\mathcal{E}^{s.d} = 152 \cdot 10^6 \text{ квтч/год.}$$

Годовая выработка электроэнергии всей станцией

$$\mathcal{E}_{\text{полн}} = \mathcal{E}^{c.d} + \mathcal{E}^{s.d} = 410 \cdot 10^6 + 152 \cdot 10^6 = 562 \cdot 10^6 \text{ квтч/год.}$$

Коэффициент использования установленной мощности станции

$$k'_u = \frac{562 \cdot 10^6}{(3 \cdot 24\,000 + 25\,000) 8\,760} = 0,662.$$

Средний годовой удельный расход пара

$$d''_{cp} = \frac{D^{с.д}}{\mathcal{E}_{полн}} = \frac{2,55 \cdot 10^9}{562 \cdot 10^6} = 4,5 \text{ кг/квтч.}$$

Средний годовой удельный расход тепла топлива в паре

$$q''_{cp} = d''_{cp} (i_1 - i_{н.в}^{с.р.}) = 4,5 (809 - 195) = 2760 \text{ ккал/квтч,}$$

где $i_{н.в}^{с.р.} = 195 \text{ ккал/кг}$ принято с учетом невозможности нагрева питательной воды до 215°C при больших нагрузках турбин АК-24.

Среднегодовой к. п. д. станции с „надстройкой“

$$\eta_{ст}^{с.д} = \frac{860 \cdot \eta_{к.у}^{с.д} \cdot \eta_{т.р}}{q''_{cp}} = \frac{860 \cdot 0,85 \cdot 0,98}{2760} = 0,26.$$

Таким образом, „надстройка“ увеличивает годовую выработку электроэнергии на

$$\Delta \mathcal{E} = \frac{152}{410} \cdot 100 = 37,1\%.$$

при возрастании к. п. д. станции на

$$\Delta \eta_{ст} = \frac{\eta_{ст}^{с.д} - \eta_{ст}^{с.д'}}{\eta_{ст}^{с.д'}} \cdot 100 = \frac{0,26 - 0,215}{0,215} \cdot 100 = 20,9\%.$$

несмотря на указанные выше обстоятельства, снижающие экономичности станций с надстройкой сравнительно с возможной при лучшей согласованности параметров отработавшего пара предвключенных турбин с начальными параметрами пара станции среднего давления и более высоким регенеративном подогреве питательной воды при больших нагрузках турбин среднего давления.

4. Определение к. п. д. станции с „пристройкой“ высокого давления.

Определяем годовой расход пара турбиной ВК-25 при годовой выработке ею электроэнергии $\mathcal{E}^{н.р.} = \mathcal{E}^{с.д} = 152 \cdot 10^6 \text{ квтч/год}$, не учитывая простоев турбины в ремонте и ревизиях.

Средний годовой удельный расход пара

$$d_{ср}^{н.р.} = d_{ср} \left(\frac{x_2}{x_1} + 1 - x_2 \right) = 4,2 \left(\frac{0,035}{0,7} + 1 - 0,035 \right) = 4,26 \text{ кг/квтч,}$$

где $\frac{x_2}{x_1} = \frac{152 \cdot 10^6}{8760 \cdot 25000} \approx 0,7$ — средний годовой коэффициент загрузки турбины.

Средний годовой удельный расход тепла топлива в паре

$$q_{ср}^{н.р.} = d_{ср}^{н.р.} (i_1 - i_{н.в}^{с.р.}) = 4,26 (809 - 205) = 2573 \text{ ккал/квтч.}$$

Средний годовой к. п. д. „пристройки“ высокого давления

$$\eta_{н.р.}^{с.д} = \frac{860 \cdot \eta_{к.у}^{с.д} \cdot \eta_{т.р}}{q_{ср}^{н.р.}} = \frac{860 \cdot 0,85 \cdot 0,98}{2573} = 0,278.$$

Годовой к. п. д. станции в целом

$$\eta_{ст}^{г.д.} = \frac{\mathcal{E}^{г.д.}_{ст} + \mathcal{E}^{г.д.}_{пр}}{\mathcal{E}^{г.д.}_{ст} + \mathcal{E}^{г.д.}_{пр}} = \frac{410 \cdot 10^6 \cdot 0,215 + 152 \cdot 10^6 \cdot 0,278}{(410 + 152) 10^6} = 0,232,$$

т. е. значительно меньше, чем к. п. д. станции с „надстройкой“ $\eta_{ст}^{г.д.} = 0,26$, что объясняется выработкой при высоких начальных параметрах пара только части электрической энергии, тогда как на станции с „надстройкой“ вся электроэнергия вырабатывается при таких параметрах. Преимуществом „пристройки“ является меньшая суммарная производительность котлов высокого давления. С другой стороны, при „надстройке“ старые котлы (или часть их, если некоторые остаются в качестве резерва) могут быть переданы на другие электростанции. Вопрос о целесообразности того или другого способа увеличения мощности и повышения экономичности станции среднего давления надо решать в каждом конкретном случае, исходя из особенностей и первоочередных потребностей данной энергосистемы, с учетом продолжительности сооружения станции по тому и другому вариантам.

2-35, а) Добавочное количество пара, получаемое из котла при снижении давления (аккумулирующая способность),

$$L = \frac{G_s(i'_1 - i'_2)}{\frac{i''_1 + i''_2}{2} - i_{н.в.}} \text{ кг.}$$

Время падения давления

$$T = \frac{L60}{\Delta D} \text{ мин.},$$

где ΔD кг/час — перегрузка котла, вызвавшая понижение давления.

В данном случае по условию задачи $\Delta D = 0,2D$.

Пользуясь данными табл. 2-1, решение представляем в виде табл. 2-2.

Таблица 2-2

	Водотрубный котел	Жаротрубный котел
Аккумулирующая способность котла L	$\frac{49\,000(250-242,5)}{669,6-169} = 724 \text{ кг}$	$\frac{17\,920(181,5-176,7)}{662,5-70} = 145 \text{ кг}$
Время падения давления в котле на 10% при нагрузке 1,2D	$\frac{724 \cdot 60}{120000 \cdot 0,2} = 1,8 \text{ мин.}$	$\frac{145 \cdot 60}{20000 \cdot 0,2} = 21,8 \text{ мин.}$

б) Количество тепла, передаваемое котлу при его нормальной производительности и работе с питанием.

$$Q = D(i'_1 - i_{н.в.}) \text{ ккал/час.}$$

При прекращении питания паропроизводительность котла увеличится на величину $D_{доб}$ кг/час, определяемую из равенства

$$D(i''_1 - i_{н.в.}) = (D + D_{доб})(i'_1 - i'_2) \text{ ккал/кг.}$$

5 В. В. Лукинский.

откуда

$$D_{доб} = D \frac{i_1' - i_{nв}}{i_1'' - i_1'} \text{ кг час.}$$

При прекращении питания часть воды из питательного объема расходуется на покрытие основной нагрузки D кг час, а часть на пиковую нагрузку $D_{доб}$ кг час. Поэтому добавочное количество пара, получаемое благодаря прекращению питания (аккумулирующая способность котла),

$$L = V_{пит} \gamma \frac{D_{доб}}{D + D_{доб}} = G_{пит} \frac{i_1' - i_{nв}}{i_1'' - i_1'} \text{ кг.}$$

Время израсходования питательного объема

$$T = \frac{LCO}{D_{доб}} \text{ мин., или } T = \frac{G_{пит} 60}{D + D_{доб}} \text{ мин.}$$

Пользуясь данными табл. 2-1, составляем табл. 2-3.

Таблица 2-3

	Водотрубный котел	Жаротрубный котел
Добавочная производительность котла за счет прекращения питания	$120\,000 \frac{250 - 160}{669,6 - 250} =$ $= 25\,800 \text{ кг/час}$	$2\,000 \frac{181,5 - 70}{662,5 - 181,5} =$ $= 465 \text{ кг/час}$
Аккумулирующая способность котла L	$4\,900 \frac{250 - 160}{669,6 - 160} =$ $= 865 \text{ кг}$	$2\,680 \frac{181,5 - 70}{662,5 - 70} =$ $= 505 \text{ кг}$
Время израсходования питательного объема	$\frac{865 \cdot 60}{25\,800} \approx 2,0 \text{ мин.}$	$\frac{505 \cdot 60}{465} \approx 65,0 \text{ мин.}$

2-36. Для определения необходимой аккумулирующей способности аккумулятора строим для данного графика интегральную кривую

$$L = \int_0^t (D - D_{ср}) dt.$$

Если расход пара из котельной изображается кривой (фиг. 2-3,а), то в любой момент действительный расход пара изображается ординатой D кг час, а средний расход пара, с которым должна работать котельная после выравнивания ее нагрузки при помощи аккумулятора, равен ординате $D_{ср}$ кг час. Максимум интегральной кривой соответствует состоянию полной зарядки аккумулятора, а минимум — полной разрядки.

Разность

$$L_{макс} - L_{мин} = L \text{ кг}$$

представляет собой требуемую в данном случае аккумулирующую способность аккумулятора, т. е. количество килограммов пара, которое может быть получено из аккумулятора при разрядке его от давления

$$p_1 = p_0 - \Delta p_1 = 8 - 0,5 = 7,5 \text{ атм до } p_2 = 2 + \Delta p_2 = 2 + 0,5 = 2,5 \text{ атм.}$$

Для построения интегральной кривой обозначаем на графике (фиг. 2-3,а) знаком плюс площадки a, c, e и g , соответствующие периодам времени, когда пар поступает в аккумулятор (зарядка), и знаком минус — площадки b, d и f , соответствующие периодам разрядки аккумулятора. Очевидно, что если $D_{ср}$ — средний расход пара, то

$$a + c + e + g = b + d + f \text{ кг.}$$

Измеряя величину площадок на графике, находим:

$$\begin{aligned} +a &= 2800 \text{ кг; } +e = 800 \text{ кг; } \\ -b &= 150 \text{ кг; } -f = 3850 \text{ кг; } \\ +c &= 4800 \text{ кг; } +g = 1200 \text{ кг; } \\ -d &= 5600 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Проверяем правильность проведения линии $D_{ср}$ кг/час:

$$a + c + e + g = b + d + f = 9600 \text{ кг.}$$

Для построения интегральной кривой на графике (фиг. 2-3,б) в осях координат $t - L$ кг откладываем величины ординат так, чтобы каждая ордината интегральной кривой была равна сумме всех площадок графика (фиг. 2-3,а), лежащих левее данной ординаты.

Таким образом, ординаты максимумов интегральной кривой, соответствующие точкам пересечения графика нагрузки котельной с линией $D_{ср}$, будут иметь величины:

$$\begin{aligned} t_1 &= +a = 2800 \text{ кг; } \\ t_2 &= +a - b = 2800 - 150 = 2650 \text{ кг; } \\ t_3 &= +a - b + c = 2650 + 4800 = 7450 \text{ кг; } \\ t_4 &= +a - b + c - d = 7450 - 5600 = 1850 \text{ кг; } \\ t_5 &= +a - b + c - d + e = 1850 + 800 = 2650 \text{ кг; } \\ t_6 &= +a - b + c - d + e - f = 2650 - 3850 = -1200 \text{ кг; } \\ t_7 &= +a - b + c - d + e - f + g = -1200 + 1200 = 0. \end{aligned}$$

Следует отметить, что точки перегиба интегральной кривой соответствуют максимумам и минимумам кривой графика нагрузки котельной. Однако для определения $L_{ак}$ нет необходимости в нахождении всех точек интегральной кривой, изображенной на фиг. 2-3,б, а достаточно найти ее максимумы и минимумы и заменить кривую прямыми линиями (см. пунктир). Необходимая в данном случае аккумулирующая способность аккумулятора

$$L_{ак} = L_{макс} - L_{мин} = t_3 - t_6 = 7450 - (-1200) = 8650 \text{ кг.}$$

Для определения объема воды в аккумуляторе при его заряженном состоянии нужно найти его удельную аккумулирующую способность, т. е. количество пара, которое может быть получено из 1 м³ воды (в заряженном состоянии) при разрядке аккумулятора от давления $p_1 = 7,5 \text{ атм}$ до $p_2 = 2,5 \text{ атм}$. Эта величина может быть определена из приближенного выражения (с погрешностью не более 1%)

$$v = \gamma_1 \frac{i'_1 - i'_2}{i'_2 - i_2} \text{ кг/м}^3,$$

где γ_1 — удельный вес воды при давлении в конце зарядки, кг/м³;

i'_2 — теплосодержание получаемого из аккумулятора пара в конце разрядки, ккал/кг;

i'_1 и i'_2 — теплосодержания воды в начале и конце разрядки, ккал/кг.

При $p_1 = 7,5 \text{ атм}$ ($t_k = 167^\circ \text{C}$) имеем: $\gamma_1 = 918 \text{ кг/м}^3$ и $i'_1 = 168,5 \text{ ккал/кг}$; при $p_2 = 2,5 \text{ атм}$ $i'_2 = 127,2 \text{ ккал/кг}$ и $i''_2 = 648,3 \text{ ккал/кг}$.

Подставляя эти значения величин в выражение для ϵ , получаем:

$$\epsilon = 918 \frac{168,5 - 127,2}{648,3 - 127,2} = 72,6 \text{ кг/м}^3.$$

Объем воды при заряженном состоянии аккумулятора

$$V_1 = \frac{L}{\epsilon} = \frac{8650}{72,6} = 119 \text{ м}^3.$$

Объем сосуда аккумулятора при коэффициенте заполнения $\alpha = 0,9$

$$V = \frac{V_1}{\alpha} = \frac{119}{0,9} = 132,5 \text{ м}^3.$$

Объем парового пространства при заряженном состоянии

$$V_1^n = V - V_1 = 132,5 - 119 = 13,5 \text{ м}^3.$$

Объем воды V_2 при разряженном состоянии аккумулятора (в начале зарядки) находим из уравнения весового баланса для разрядки аккумулятора:

$$V_2 \gamma_2 = V_1 \gamma_1 - \epsilon V_1 \text{ кг},$$

откуда

$$V_2 = \frac{V_1 (\gamma_1 - \epsilon)}{\gamma_2} = 119 \frac{(918 - 72,6)}{938} = 107,4 \text{ м}^3,$$

где $\gamma_2 = 938 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воды при давлении в аккумуляторе $p_2 = 2,5 \text{ атм}$ ($t_k \approx 127^\circ \text{C}$).

Объем парового пространства в конце разрядки

$$V_2^n = V - V_2 = 132,5 - 107,4 = 25,1 \text{ м}^3.$$

Количество воды, убывающее из аккумулятора за цикл заряд — разряд,

$$w = V_1 (g_2 - g_1) \text{ кг},$$

где $g_1 = \gamma_1 \frac{i'_1 - i'_2}{i_1 - i_2} = 918 \frac{168,5 - 127,2}{704,6 - 127,2} = 65 \text{ кг/м}^3$ — удельное количество пара

для зарядки аккумулятора от давления p_2 до p_1 перегретым паром ($p_1 = 7,5 \text{ атм}$; $t_1 = 250^\circ \text{C}$; $i_1 = 704,6 \text{ ккал/кг}$);

$g_2 = \epsilon = \gamma_1 \frac{i'_1 - i'_2}{i_2'' - i_2} = 918 \frac{168,5 - 127,2}{648,3 - 127,2} = 72,6 \text{ кг/м}^3$ — удельное количество

пара, получаемого при разрядке аккумулятора от давления p_1 до p_2 .

Подставляя полученные значения величин в выражение для w , получаем, что за один цикл заряд — разряд из аккумулятора убывает количество воды

$$w = 119 (72,6 - 65) = 119 \cdot 7,6 = 905 \text{ кг},$$

которое должно восполняться.

При зарядке насыщенным влажным паром имеет место обратное явление, а именно увеличение количества воды в аккумуляторе, так как в этом случае $i'_1 < i'_2$, и из аккумулятора необходимо периодически спускать часть воды.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СТАНЦИЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ТЕПЛА

✓ **Задача 3-1.** В котельной электрической станции израсходовано $B_k = 185 \cdot 10^3 \text{ т/год}$ топлива с $Q_k^p = 2850 \text{ ккал/кг}$ и вырабатано $D_k^{6p} = 650 \cdot 10^3 \text{ т/год}$ пара при параметрах $p = 39 \text{ атм}$ и $t = 450^\circ \text{С}$ ($i_k = 795 \text{ ккал/кг}$ и $i_k' = 256 \text{ ккал/кг}$) и теплосодержания питательной воды $i_{n,0} = 150 \text{ ккал/кг}$.

Расход пара $D_{c,k}$ на собственные нужды котельной составляет 3% от D_k^{6p} , количество продувочной воды — 5% от D_k^{6p} . В тепловой схеме станции используется 60% тепла продувочной воды. Электрический к. п. д. машинного зала равен 25%. Расход электроэнергии на собственные нужды котельной $\mathcal{E}_{c,k} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ кВтч/год}$.

Вычислить к. п. д. брутто котлов и к. п. д. брутто и нетто котельной установки.

Задача 3-2. Котельная электростанции работает с паровой нагрузкой 100 т/час при $p_1 = 23 \text{ атм}$ и $t_1 = 420^\circ \text{С}$. Расход условного топлива $B_{p,c,l} = 11500 \text{ кг/час}$; $i_{n,0} = 100 \text{ ккал/кг}$. Продувочная вода в количестве 5% вырабатываемого пара направляется в расширитель, присоединенный к трубопроводу пара, отбираемого из турбины при давлении 5 атм, после чего она охлаждается в теплообменнике химводоочистки до $t_k = 80^\circ \text{С}$ и затем сливается в канализацию.

Определить количество пара, получаемого из расширителя, количества продувочной воды и тепла, сбрасываемых в канализацию, а также к. п. д. котельных агрегатов и котельной установки.

Задача 3-3. Коэффициент полезного действия брутто котельной установки благодаря рационализации процесса горения топлива увеличился от $\eta_{k,y}' = 80$ до $\eta_{k,y}'' = 83\%$. Как изменится

расход топлива в котельной при том же количестве вырабатываемого пара?

Задача 3-4. Адиабатическое теплопадение для 1 кг пара, входящего в турбину, $H = 274$ ккал/кг с учетом недоиспользования адиабатического перепада тепла вследствие отборов пара для подогрева питательной воды. Теплосодержание входящего в турбину пара $i_0 = 775$ ккал/кг и питательной воды котлов $i_{н.в} = 150$ ккал/кг. Коэффициент полезного действия электрического генератора $\eta_{ген} = 0,96$ и механический к. п. д. турбины $\eta_{мех} = 0,97$. Удельный электрический расход пара $d_g = 4,25$ кг/квтч.

Вычислить абсолютные и относительные к. п. д. турбины по отношению к ее электрической, эффективной внутренней и идеальной мощностям и соответствующие удельные расходы пара.

Задача 3-5. Станция израсходовала $B = 148,5 \cdot 10^3$ т/год натурального топлива с $Q_n^p = 2900$ ккал/кг и выработала $\mathcal{E} = 100 \cdot 10^6$ квтч/год электроэнергии, израсходовав при этом на собственные нужды 5% выработанной электроэнергии.

Определить к. п. д. брутто и нетто станции, выразив последний через удельные расходы тепла и натурального и условного топлива.

Задача 3-6. Электростанция работает при следующих условиях: к. п. д. котельной нетто (тепловой) $\eta_{к.п.}^{(m)} = 0,82$. Теплосодержание пара при выходе из котлов $i_k = 795$ ккал/кг и при входе в турбины $i_0 = 775$ ккал/кг. Адиабатическое теплопадение в турбине для 1 кг пара $H = 274$ ккал/кг. Температура конденсата при выходе из конденсаторов $t_k = 28^\circ \text{C}$. Внутренний относительный к. п. д. турбины $\eta_{rel} = 0,84$; $\eta_{ген} = 0,96$; $\eta_{мех} = 0,97$.

Вычислить к. п. д. станции брутто при работе без регенеративного подогрева питательной воды и с подогревом ее до $i_{н.в} = 150$ ккал/кг при недоиспользовании адиабатического перепада отбираемого для регенерации пара 25 ккал/кг. Определить также процентное уменьшение расхода топлива благодаря регенеративному подогреву питательной воды.

Задача 3-7. Удельный расход натурального топлива ($Q_n^p = 3500$ ккал/кг) на станции равен $b_{эфф} = 0,8$ кг/эфф. л.с.ч. Коэффициент полезного действия электрического генератора $\eta_{ген} = 0,9$. Коэффициент самопотребления энергии $k_g = 0,05$.

Определить удельный расход условного топлива на отпущенный киловаттчас и к. п. д. нетто станции.

Задача 3-8. Коэффициент полезного действия нетто станции

равен 0,25. Найти удельный расход условного топлива на выработанный киловаттчас, если коэффициент самопотребления энергии $k_s = 0,07$.

Задача 3-9. Определить к. п. д. и сравнить тепловые балансы дизельной установки, работающей с номинальной мощностью без использования отработавшего тепла и с использованием его при следующих условиях: эффективная и номинальная мощность установки $N_{эфф} = 600$ эф. л. с.; $\eta_{мех} = 0,88$; $\eta_{рек} = 0,94$; удельный расход тяжелого моторного топлива $b_{эфф}^* = 183$ г/эф. л. с. ч.; теплотворная способность топлива $Q_{н}^p = 10\,000$ ккал/кг; двигатель—четырёхтактный, температура уходящих газов $t_{yx} = 400^\circ\text{C}$. Тепло уходящих газов используется в котле-утилизаторе для получения пара с $p = 3$ ата; котел питается водой, нагретой в рубашках цилиндров двигателя; расход воды при $t_1^p = 30^\circ\text{C}$ и $t_2^p = 55^\circ\text{C}$ $w = 27$ л/эф. л. с. ч.; температура наружного воздуха $t_0 = 25^\circ\text{C}$; потеря тепла поверхностью утилизатора $\varphi = 50^\circ$; тепла газов, используемого в утилизаторе; газы охлаждаются в котле-утилизаторе до $t'_{yx} = 200^\circ\text{C}$; теоретический расход воздуха для сгорания 1 кг топлива $G_0 = 14,5$ кг/кг; средняя теплоемкость продуктов сгорания $c_p = 0,25$ ккал/кг $^\circ\text{C}$; коэффициент избытка воздуха $\alpha^* = 1,7$. Определить также производительность котла-утилизатора и его к. п. д.

Задача 3-10. Определить к. п. д. нетто локомотивной электростанции с ременной передачей при следующих условиях: удельный эффективный расход пара $d_{эфф} = 4,56$ кг/эф. л. с. ч.; теплосодержание свежего пара $i_{\kappa} = 753$ ккал/кг; $\eta_{конт.}$ — 64% ; температура питательной воды после подогрева отработавшим паром $t_2 = 45^\circ\text{C}$; $\eta_{рек}\eta_p = 0,89$; $k_s = 0,05$.

Задача 3-11. Определить расход условного топлива для турбины с противодавлением, работающей с $N_b = 4\,000$ квт и использованием отработавшего пара. Начальные параметры пара: $p_1 = 35$ ата; $t_1 = 435^\circ\text{C}$ ($i_1 = 788$ ккал/кг). Конечное давление $p_2 = 6$ ата. Произведение $\eta_{рек}\eta_{мех} = 0,9$; $\eta_p = 0,7$. Конденсат отработавшего пара возвращается полностью при $t_{\kappa} = 50^\circ\text{C}$. Регенеративный подогрев питательной воды отсутствует. Вычислить также коэффициент использования тепла пара в турбине и коэффициент использования тепла топлива на станции при $\eta_{\kappa.р.}\eta_{гр.р.} = 0,835$.

Задача 3-12. Решить задачу 3-11 при регенеративном подогреве возвращаемого в котельную конденсата до $i = 150$ ккал/кг в смешивающем подогревателе паром из противодавления турбины с давлением 6 ата при той же величине внешнего теп-

лового потребления Q_n , что и в задаче 3-11, и электрической мощности, увеличенной за счет работы пара, добавляемого в турбину для регенеративного подогрева питательной воды.

Задача 3-13. Решить задачу 3-11 при регенеративном подогреве питательной воды отработавшим паром турбины с противодавлением (до $i_{n,в} = 150$ ккал/кг) и сохранении при этом той же электрической мощности турбины и того же внешнего теплового потребления Q_n , для чего потребителю добавляют пар через редуктор из котельной.

Задача 3-14. Решить задачу 3-13 при регенеративном подогреве питательной воды до $i_{n,в} = 150$ ккал/кг паром, отбираемым из турбины после использования адиабатического теплопадения h , равного половине всего располагаемого теплопадения $H = 110$ ккал/кг. Относительный электрический к. п. д. турбины, равный 0,7, считать одинаковым для всех ступеней и $\eta_{рен} \eta_{мех}$ равным 0,9.

Задача 3-15. Вычислить по методу Министерства электростанций к. п. д. по выработке электроэнергии турбины с противодавлением, работающей с полным использованием отработавшего тепла и регенерацией при условиях (см. фиг. 3-3,б; задачу 3-12): $N_p = 4000$ квтч; $i_1 = 788$ ккал/кг; давление отработавшего пара $p_2 = 6$ ата; его теплосодержание $i_n = 702,5$ ккал/кг. Количество отработавшего пара, отпускаемое внешним потребителям, $D_n = 37840$ кг/час, а расходуемое для подогрева возвращаемого конденсата от $t_k = 50^\circ \text{C}$ до $t_{n,в} = 150^\circ \text{C}$ равно $D_p = 6860$ кг/час.

Определить к. п. д. электростанции по выработке электроэнергии, если

$$\eta_{к.у} \eta_{м.р} = 0,835.$$

Задача 3-16. Турбина, работающая с начальными параметрами пара $p_0 = 35$ ата и $t_0 = 435^\circ \text{C}$ и противодавлением 6 ата, расходует в час $D_m = 60000$ кг пара.

Определить, как и почему изменится коэффициент использования тепла топлива для данной установки при изменении внутреннего относительного к. п. д. турбины от 0,75 до 0,6, если $\eta_{рен} = 0,94$; $\eta_{мех} = 0,96$; $\eta_{к.у} = 0,83$ и $\eta_{м.р} = 1,0$, и какое увеличение расхода условного топлива произойдет из-за этого в энергосистеме, в которой работает данная установка. Коэффициент полезного действия выработки электроэнергии конденсационным способом принять равным 0,23. Теплосодержание питательной воды для станции с противодавлением принять равным теплосодержанию возвращаемого от потребителей пара конденсата $i_n = 90$ ккал/кг.

Задача 3-17. Решить задачу 3-16 при условии отпуска потребителям при $\eta_{oi}=0,6$ того же количества тепла, что и при $\eta_{ci}=0,75$.

Задача 3-18. На станции установлена турбина с противодавлением мощностью 12 000 *квт*. Начальные параметры пара $p_1=29$ *ата* и $t_1=400$ °C. Конечное давление пара $p_2=2,0$ *ата*. Коэффициенты полезного действия имеют величины: $\eta_{oi}=0,8$; $\eta_{ген}=0,965$ и $\eta_{м}=0,97$. Коэффициент полезного действия котельной нетто $\eta_{к.у}^n=0,77$. Теплосодержания питательной воды и возвращаемого конденсата принять равными нулю. Вычислить по методу МЭС $\eta_{твц}^{бр(т.э)}$ и $\eta_{твц}^{бр(в.э)}$ при полной электрической мощности агрегата и различных долях использования отработавшего тепла $\varphi=0; 0,25; 0,50; 0,75$ и $1,0$.

Задача 3-19. На станции установлена турбина с номинальной мощностью $N_n=25\,000$ *квт* с отбором пара. Удельный расход пара при этой мощности и работе без отбора пара $d_s=4,8$ *кг/квтч* (с регенеративным подогревом питательной воды). Коэффициент недовоспользования отбираемого пара $y=0,4$. Испарительная способность условного топлива $u=8$ *кг/кг*. Теплосодержание пара при выходе из котлов $i_k=785$ *ккал/кг*, питательной воды $i_{п.с}=150$ *ккал/кг*, отбираемого пара $i_{отб}=650$ *ккал/кг* и полностью возвращаемого конденсата отбираемого пара $i_s=70$ *ккал/кг*.

Вычислить $\eta_{твц}^{э.э}$ при полной электрической мощности и отборах пара в количествах 50 и 100 *т/час*, а также удельные расходы топлива на выработку тепла и электроэнергии, приняв $\eta_{т.р}=1,0$ и $D_{с.к}=0$.

Задача 3-20. Определить годовой расход топлива, а также коэффициент использования тепла топлива и частные к. п. д. по теплу и электроэнергии брутто и нетто для станции с двумя турбинами по 6 000 *квт*.

Параметры пара при входе в турбины $p_0=29$ *ата*; $t_0=400$ °C; $i_0=772$ *ккал/кг*; давление в конденсаторах $p_k=0,04$ *ата*. Коэффициент холостого хода турбин $x=10\%$. Удельный расход пара при полной конденсационной нагрузке (с регенерацией) $d_k=5$ *кг/квтч*. Количество выработанной электроэнергии $\mathcal{E}_{выр}=60 \cdot 10^6$ *квтч/год*. Расход электроэнергии на собственные нужды равен 10% от $\mathcal{E}_{выр}$. Коэффициент полезного действия генераторов $\eta_{ген}=0,94$; механический к. п. д. турбин $\eta_{мех}=0,97$. Число часов работы в году одной турбины 7 000, другой — 8 000. Количество отбираемого при 6 *ата* пара $D_{отб}=415 \cdot 10^3$ *т/год*. Имеется отпуск пара потребителям непо-

средственно из котельной в количестве $D_{к.м.з}^{отп} = 20 \cdot 10^3 \text{ т/год}$. Топливо — бурый уголь с $Q_p^p = 2850 \text{ ккал/кг}$. Параметры пара при выходе из котла: $p_k = 33 \text{ ата}$; $t_k = 425^\circ\text{C}$; $i_k = 785 \text{ ккал/кг}$. Параметры пара при входе в машинный зал: $p_{м.з} = 31 \text{ ата}$; $t_{м.з} = 410^\circ\text{C}$; $i_{м.з} = 777 \text{ ккал/кг}$. Парадный к. п. д. котельной $\eta_{к.у}^{б.р} = 0,82$; $i_{н.а} = 120 \text{ ккал/кг}$. Расход пара на собственные нужды котельной равен 3% вырабатываемого пара; эксплуатационные надбавки к парадному расходу топлива составляют 5%. Расход пара на собственные нужды машинного зала, включая эксплуатационные надбавки, равен 2,5% количества поступающего в машинный зал пара. Теплосодержание конденсата, возвращаемого потребителями пара, $i_{р.к} = 80 \text{ ккал/кг}$.

Задача 3-21. Вследствие неготовности тепловых сетей для подачи тепла от ТЭЦ потребители получали $Q_n = 250\,000 \text{ млн. ккал/год}$ от местных индивидуальных котельных установок, работавших со средним к. п. д. $\eta_{к.у}^м = 0,6$ при среднем к. п. д. местных тепловых сетей $\eta_c^м = 0,98$, и электроэнергии, выработанную конденсационным способом.

Вычислить годовую экономию условного топлива при переводе потребителей на снабжение теплом из регулируемого отбора турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 29 \text{ ата}$ и $t_0 = 400^\circ\text{C}$. Давление регулируемого отбора $1,2 \div 2,5 \text{ ата}$ (среднегодовое давление $1,6 \text{ ата}$); давление в конденсаторе $0,04 \text{ ата}$. Относительный внутренний к. п. д. ступеней турбины, лежащих до отбора пара, $\eta_{от} = 0,82$; к. п. д. всей турбины $\eta_{от} = 0,79$; произведение $\eta_{сск} \eta_{мех} = 0,93$. Коэффициент полезного действия тепловой сети $\eta_c = 0,92$, коэффициент полезного действия котельной установки станции $\eta_{к.у}^{ст} = 0,82$ и к. п. д. паропроводов $\eta_{т.р} = 0,99$. Теплосодержание питательной воды $i_{н.а} = 150 \text{ ккал/кг}$ и конденсата греющего пара при выходе из подогревательной установки на станции $i_{х.н.з} = 95 \text{ ккал/кг}$. Коэффициент полезного действия подогревательной установки $\eta_n = 0,985$.

Задача 3-22. Вычислить экономию топлива при переводе потребителей со снабжения теплом от местных установок, работающих с к. п. д. сети и котельных, указанными в задаче 3-21, на снабжение от центральной котельной с к. п. д. $\eta_{к.у}^{дектр} = 0,8$ при к. п. д. сети $\eta_c = 0,92$.

Задача 3-23. Из котельной ТЭЦ с начальными параметрами $p_1 = 23 \text{ ата}$ и $t_1 = 375^\circ\text{C}$ ($i_1 = 763 \text{ ккал/кг}$) тепловые потребители получают пар, редуцированный и увлажненный до $p_2 =$

$=7,5 \text{ атa}$ и $t_2=260^\circ \text{C}$. Потребление тепла $Q_n=6,3 \text{ млн. ккал/час}$. Температура увлажняющей воды $t_n=100^\circ \text{C}$ и конденсата, выходящего из аппаратов потребителя, $t_{\text{конд}}=80^\circ \text{C}$. В увлажнителе испаряется $\varphi=0,75$ поданной в него воды; оставшаяся вода сливается в дренажный бак. Коэффициент полезного действия котельной установки $\eta_{\text{к.у}}=0,82$ и теплосодержание питательной воды $i_{\text{п.в}}=150 \text{ ккал/кг}$. Установленная на ТЭЦ турбина АП-2,5-1 с отбором пара при 5 атa работает с недоиспользованным отбором. Теплосодержание отбираемого пара $i_{\text{отб}}=710 \text{ ккал/кг}$. Адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора составляет $h'_0=82 \text{ ккал/кг}$; $\eta'_{\text{отб}}=0,45$. Коэффициент недоиспользования отбираемого пара $\eta_{\text{у}}=0,74$. Вычислить экономию топлива, которая получается, если то же тепловое потребление $Q_n=6,3 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$ удовлетворять паром из отбора турбины с повышением его давления до $7,5 \text{ атa}$ в пароструйном компрессоре паром из котельной. Расчет сделать для двух случаев: а) при сохранении неизменной электрической мощности турбины, т. е. соответствующем уменьшении мощности, создаваемой паром, проходящим в конденсатор, и б) при увеличении электрической мощности турбины, соответствующем увеличению расхода отбираемого пара, приняв при этом, что выработка электроэнергии конденсационным способом в энергосистеме, в которой работает данная ТЭЦ, происходит с к. п. д., равным $24,5\%$.

Задача 3-24. Определить экономию условного топлива от использования в системе регенеративного подогрева питательной воды на станции пара, получаемого из расширителя непрерывной продувки котлов, работающих с $p_{\text{к}}=40 \text{ атa}$; $t_{\text{к}}=450^\circ \text{C}$; $i_{\text{к}}=796 \text{ ккал/кг}$ и $i_{\text{п.в}}=152 \text{ ккал/кг}$. Теплосодержание котловой воды $i'_{\text{к}}=258 \text{ ккал/кг}$.

Производительность котельной установки 200 т/час ; $\eta_{\text{к.у}}^{\text{б.р.}}=0,86$; продувка равна 3% вырабатываемого пара. Расширитель продувочной воды присоединен (по схеме, аналогичной схеме фиг. 3-1) к магистрали пара, отбираемого из турбины при $p_{\text{отб}}=1,2 \text{ атa}$. Коэффициент недоиспользования пара в турбине $\eta=0,38$; $i_{\text{отб}}=660 \text{ ккал/кг}$; $i'_{1,2}=640 \text{ ккал/кг}$.

Задача 3-25. Сравнить часовую экономию условного топлива в результате использования $D_{\text{м}}=35 \text{ т/час}$ отработавшего пара кузнечных паровых молотов ($p_{\text{м}}=1,4 \text{ атa}$; $t_{\text{м}}=210^\circ \text{C}$; $i_{\text{м}}=690,8 \text{ ккал/кг}$; $i'_{1,1}=108,9 \text{ ккал/кг}$), получающих пар из котельной электростанции с параметрами $p_{\text{к}}=33 \text{ атa}$ и $t_{\text{к}}=$

$= 415^{\circ}\text{C}$ ($i_k = 778$ ккал/кг) через РОУ 33/10 атa, по двум вариантам:

а) отработавший пар используется для нагрева воды в отопительных подогревателях взамен подававшегося для этой цели через РОУ 33/1,4 атa пара из котельной;

б) отработавший пар подается в турбину электростанции ($p_0 = 29$ атa; $t_0 = 400^{\circ}\text{C}$) на промежуточную ее ступень с давлением 1,4 атa. Давление в конденсаторе турбины $p_2 = 0,04$ атa. Величину η_{ov} считать для упрощения задачи постоянной для всех ступеней турбины.

Задача 3-26. Определить экономию условного топлива при использовании отработавшего пара молотов в количестве и с параметрами согласно условию задачи 3-25 для замены пара, отбираемого из турбины при $p_{отб} = 1,4$ атa ($y = 0,423$; $i_{отб} = 646$ ккал/кг). Коэффициент полезного действия котельной установки и $i_{n,в}$ — те же, что и в задаче 3-25.

Задача 3-27. Определить экономию топлива (АШ с $Q_k^p = 5660$ ккал/кг) от использования тепла уходящих газов котельной установки для подогрева питательной воды котлов от 35 до 70°C в экономайзере низкого давления взамен регенеративного ее подогрева отбираемым из турбины паром с $p_2^{отб} = 0,45$ атa. Давление пара при выходе из котлов $p_k = 40$ атa; $t_k = 450^{\circ}\text{C}$ ($i_k = 795$ ккал/кг); $\eta_{k,y} = 0,85$; $i_{n,в} = 152$ ккал/кг. Турбина с $N_k = 12000$ квт работает с параметрами пара $p_0 = 35$ атa и $t_0 = 435^{\circ}\text{C}$ ($i_0 = 788$ ккал/кг) и упрощенной (двухступенчатой) схемой подогрева питательной воды паром из отборов с $p_1^{отб} = 6$ атa и $p_2^{отб} = 0,45$ атa (см. схему фиг. 3-10). Внутренний относительный к. п. д. турбины $\eta_{oi} = 0,8$ принять одинаковым для всех отсеков турбины; $\eta_{s,м} = 0,94$.

РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К ГЛ. 3

3-1. Коэффициент полезного действия брутто котельных агрегатов как теплообменных аппаратов, т. е. рассматриваемых изолированно от тепловой схемы станции, составляет:

$$\begin{aligned}\eta_{k,а}^{бр} &= \frac{D_k^{бр}(i_k - i_{n,в}) + D_{np}(i_k - i_{n,в})}{B_k Q_k^p} = \\ &= \frac{650 \cdot 10^6 (795 - 150) + 650 \cdot 10^6 \cdot 0,05 (256 - 150)}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = \\ &= \frac{420\,000 \cdot 10^6 + 3\,440 \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = 0,802, \text{ т. е. } 80,2\%.\end{aligned}$$

Коэффициенты полезного действия котельной установки как элемента тепловой схемы станции будут:

коэффициент полезного действия брутто при неиспользовании тепла продувочной воды

$$\eta_{\kappa.у}^{б.р} = \frac{D_{\kappa}^{б.р} (i_{\kappa} - i_{n,a})}{B_{\kappa} Q_{\kappa}^p} = \frac{650 \cdot 10^6 (795 - 150)}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = 0,798, \text{ т. е. } 79,8\%;$$

коэффициент полезного действия брутто (эксплуатационный) при использовании 60% тепла продувочной воды

$$\begin{aligned} \eta_{\kappa.у}^{б.р. (экспл)} &= \frac{D_{\kappa}^{б.р} (i_{\kappa} - i_{n,a}) + Q_{np}^{исп}}{B_{\kappa} Q_{\kappa}^p} = \frac{650 \cdot 10^6 (795 - 150) + 0,6 \cdot 3440 \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = \\ &= \frac{(420000 + 2060) \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = 0,80, \text{ т. е. } 80\%, \end{aligned}$$

коэффициент полезного действия нетто тепловой (с учетом расхода пара на собственные нужды)

$$\begin{aligned} \eta_{\kappa.у}^{н (тепл)} &= \frac{(D_{\kappa}^{б.р} - D_{с.н}) (i_{\kappa} - i_{n,a}) + Q_{np}^{исп}}{B_{\kappa} Q_{\kappa}^p} = \\ &= \frac{0,97 \cdot 650 \cdot 10^6 (795 - 150) + 2060 \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = \\ &= \frac{(407500 + 2060) \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = 0,776, \text{ т. е. } 77,6\%, \end{aligned}$$

коэффициент полезного действия нетто полный (с учетом расхода пара и электроэнергии на собственные нужды котельной)

$$\begin{aligned} \eta_{\kappa.у}^{н (полн)} &= \frac{(D_{\kappa}^{б.р} - D_{с.н}) (i_{\kappa} - i_{n,a}) + Q_{np}^{исп} - \frac{\mathcal{E}_{\kappa.н}^{эвб}}{\eta_{\kappa.э}}}{B_{\kappa} Q_{\kappa}^p} = \\ &= \frac{(407500 + 2060) \cdot 10^6 - \frac{4,5 \cdot 10^6 \cdot 860}{0,25}}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = \\ &= \frac{409500 \cdot 10^6 - 15480 \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = \frac{393930 \cdot 10^6}{185 \cdot 10^6 \cdot 2850} = 0,748, \text{ т. е. } 74,8\%. \end{aligned}$$

При глубоком использовании в тепловой схеме станции тепла продувочной воды, а именно в случаях, когда $Q_{np}^{исп} > D_{np} (i'_{\kappa} - i_{n,a})$, величина $\eta_{\kappa.у}^{б.р. (экспл)}$ будет больше, чем $\eta_{\kappa.а}^{б.р}$ (см. задачу 3-2).

3-2. Количество пара d , получаемого из расширителя, определяем из уравнения теплового баланса расширителя (фиг. 3-1):

$$D_{np} i'_{\kappa} \eta = d i_2'' + (D_{np} - d) i_2'$$

где i_2' и i_2'' — теплосодержания воды и сухого насыщенного пара при 5 ата, ккал/кг.

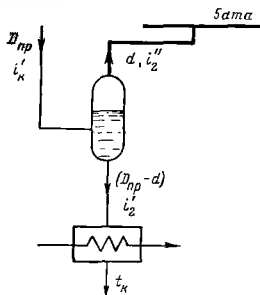
Отсюда

$$d = \frac{D_{np} (i'_k - i'_2)}{i'_2 - i_2} = \frac{0,05 \cdot 100 \cdot 10^3 (223 \cdot 0,98 - 152)}{656 - 152} = 660 \text{ кг/час},$$

что равно $\frac{660}{5000} \cdot 100 = 13,2\%$ количества продувочной воды.

Количество воды, сливаемое в канализацию при $t_k = 80^\circ \text{C}$,

$$D_{ca} = D_{np} \cdot d = 5000 - 660 = 4340 \text{ кг/час}.$$



Фиг. 3-1. Схема использования тепла продувочной воды.

Потеря тепла $Q_{пот} = D_{ca} t_k = 4340 \cdot 80 = 347000 \text{ ккал/час}$.

Коэффициент полезного действия котельных агрегатов

$$\eta_{к.а} = \frac{D_k (i_k'' - i_{н.а}) + D_{np} (i_k' - i_{н.а})}{B_{ус} 7000} = \frac{100000 (785,4 - 100) + 5000 (223 \cdot 100)}{11500 \cdot 7000} = 0,853, \text{ т. е. } 85,3\%$$

Количество используемого тепла продувочной воды

$$Q_{np}^{уч} = d i_2'' + (D_{np} - d) (i_2' - t_k) = 660 \cdot 656 + 4340 (152 - 80) = 746000 \text{ ккал/час}.$$

Коэффициент полезного действия котельной установки

$$\eta_{к.у}^{(вексл)} = \frac{D_k (i_k'' - i_{н.а}) + Q_{np}^{уч}}{B_{ус} 7000} = \frac{100000 (785,4 - 100) + 746000}{11500 \cdot 7000} = 0,863, \text{ т. е. } 86,3\%.$$

3-3. Расход топлива до рационализации

$$B_1 = \frac{D_{к.у}^{6p} \Delta i}{Q_{к}^p \gamma_{к.у}'};$$

после рационализации

$$B_2 = \frac{D_{к.у}^{6p} \Delta i}{Q_{к}^p \gamma_{к.у}''};$$

отсюда

$$B_2 = B_1 \frac{\gamma_{к.у}'}{\gamma_{к.у}''} = B_1 \frac{0,8}{0,83} = 0,964 B_1,$$

т. е. расход топлива изменяется обратно пропорционально значениям к. п. д. котельной установки.

Процентное уменьшение расхода топлива

$$\Delta B = \frac{B_1 - B_2}{B_1} \cdot 100 = \left(1 - \frac{B_2}{B_1}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{\gamma_{к.у}'}{\gamma_{к.у}''}\right) \cdot 100 = (1 - 0,934) \cdot 100 = 3,6\%.$$

3-4. Решение представлено в табл. 3-1.

$$3-5. \gamma_{к.т}^{6p} = \frac{\partial 860}{B Q_{к}^p} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 860}{148,5 \cdot 10^6 \cdot 2900} = 0,20.$$

Удельный расход натурального топлива нетто на отпущенный *квтч*

$$b_{отн} = \frac{B}{\partial (1 - k_g)} = \frac{148,5 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6 (1 - 0,05)} = 1,56 \text{ кг квтч.}$$

Удельный расход тепла нетто

$$q_{отн} = 1,56 \cdot 2900 = 4530 \text{ ккал/квтч.}$$

Удельный расход условного топлива нетто

$$b_{усл} = \frac{q_{отн}}{7000} = \frac{4530}{7000} = 0,647 \text{ кг квтч.}$$

$$\begin{aligned} \eta_{ст}^{нетто} &= \frac{860}{b_{отн} Q_{к}^p} = \frac{860}{1,56 \cdot 2900} = \frac{860}{q_{отн}} = \frac{860}{4530} = \\ &= \frac{860}{b_{усл} 7000} = \frac{0,123}{b_{отн}} = \frac{0,123}{0,647} = 0,19. \end{aligned}$$

3-6. Коэффициент полезного действия станции без регенеративного подогрева питательной воды в виде функции к. п. д. последовательных фаз превращения энергии выражается формулой

$$\gamma_{ст}^{6p} = \gamma_{к.у}^* \gamma_{т.р} \eta_g = \gamma_{к.у}^* \gamma_{т.р} \eta_i \eta_{oi} \eta_{мех} \eta_{ген},$$

где $\gamma_{т.р} = \frac{i_0 - i_{н.в}}{i_{к.г} - i_{н.в}}$ — к. п. д. паропровода, причем $i_{н.в} = i_{к.г}$ и $\gamma_{т.г} = \frac{H}{i_0 - i_{к.г}}$ — термический к. п. д. цикла.

Таблица 3-1
Значения удельных расходов пара и абсолютных и относительных к п. д. турбинного агрегата

Назначение мощности и место измерения	Удельный расход пара, кг/кВт·ч	Абсолютный к п. д.	Относительный к п. д.
N_g — электрическая (на зажимах генератора)	$d_g = 4,25$	$\eta_g = \frac{860}{d_g (i_g - i_{n,g})} =$ $= \frac{860}{4,25 (775 - 150)} = 0,324$	$\eta_{og} = \frac{d_o}{d_g} = \frac{3,135}{4,25} =$ $= 0,738$
$N_{эф, в}$ — эффективная (на выходе турбины)	$d_{эф, в} = d_g \cdot \eta_{лев} = 4,25 \cdot 0,95 = 4,08$	$\eta_{ев} = \frac{860}{d_{эф, в} (i_v - i_{n,v})} =$ $= \frac{860}{4,08 (775 - 150)} = 0,337$	$\eta_{oe} = \frac{d_o}{d_{эф, в}} = \frac{3,135}{4,08} =$ $= 0,769$
N_i — внутренняя	$d_i = d_{эф, в} \cdot \eta_{лев} = 4,08 \cdot 0,97 = 3,96$	$\eta_i = \frac{860}{d_i (i_i - i_{n,i})} =$ $= \frac{860}{3,96 (775 - 150)} = 0,345$	$\eta_{oi} = \frac{d_o}{d_i} = \frac{3,135}{3,96} =$ $= 0,793$
N_0 — идеального двига- теля	$d_j = d_{i, в} = \frac{860}{H} = \frac{860}{274} = 3,135$	Термический к. п. д. $\eta_t = \frac{i_i - i_{n,g}}{i_i - i_{n,g} - \frac{d_j (i_j - i_{n,j})}{274}} =$ $= \frac{860}{775 - 150} = 0,4385$	

Подставляя значения величин в выражение для $\eta_{см}^{бр}$, имеем:

$$\eta_{см}^{бр} = 0,82 \frac{775 - 28}{795 - 28} \frac{274}{775 - 28} 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,96 =$$

$$= 0,82 \cdot 0,974 \cdot 0,367 \cdot 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,96 = 0,229.$$

При регенеративном подогреве питательной воды до 150 °C

$$\eta_{см}^{бр(ре.)} = 0,82 \frac{775 - 150}{795 - 150} \frac{274 - 25}{775 - 150} 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,96 =$$

$$= 0,82 \cdot 0,97 \cdot 0,3985 \cdot 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,96 = 0,248.$$

Увеличение к. п. д. станции благодаря регенеративному подогреву питательной воды составляет:

$$\Delta \eta = \frac{0,248 - 0,229}{0,229} \cdot 100 = 8,3\%.$$

Уменьшение расхода топлива при той же выработке электроэнергии
и $\eta_{к.у} = \text{const}$:

расход топлива при работе без регенерации

$$B_1 = \frac{3860}{\eta_{см}^{бр} Q_R^p};$$

при работе с регенерацией:

$$B_2 = \frac{3860}{\eta_{см}^{бр(ре.)} Q_R^p};$$

уменьшение расхода топлива

$$\Delta B = \frac{B_1 - B_2}{B_1} \cdot 100 = \left(1 - \frac{B_2}{B_1}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{\eta_{см}^{бр}}{\eta_{см}^{бр(ре.)}}\right) \cdot 100 =$$

$$= \left(1 - \frac{0,229}{0,248}\right) 100 = (1 - 0,924) 100 = 7,6\%.$$

3-7. Если $b^{ншт} = 0,8 \text{ кг/эф. л. с. ч.}$, то

$$b^{усл} = 0,8 \frac{Q_R^p}{7000} = 0,8 \frac{3500}{7000} = 0,4 \text{ кг/эф. л. с. ч.}$$

Удельный расход условного топлива на выработанный киловаттчас (измеряемый на зажимах генератора)

$$b_g = b^{усл} \frac{1,36}{\eta_{ген}} = 0,4 \frac{1,36}{0,9} = 0,605 \text{ кг/квтч};$$

на отпущенный киловаттчас:

$$b_g^{отп} = \frac{b_g}{1 - k_g} = \frac{0,605}{1 - 0,05} = \frac{0,605}{0,95} = 0,637 \text{ кг·квтч.}$$

Коэффициент полезного действия станции нетто

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{860}{b_g^{отп} 7000} = \frac{860}{0,637 \cdot 7000} = 0,193.$$

б) В. В. Лукинский.

3-8. Если

$$\eta_{ст}^{нето} = \frac{860}{b_{усл}^{отп} 7000} = 0,25,$$

то

$$b_{усл}^{отп} = \frac{860}{0,25 \cdot 7000} = 0,492 \text{ кг усл. топлива/квтч.}$$

При $k_g = 0,07$

$$b_{усл}^{выр} = b_{усл}^{отп} (1 - k_g) = 0,492 (1 - 0,07) = 0,458 \text{ кг усл. топлива/квтч.}$$

3-9. Мощность на зажимах электрического генератора

$$N_g = N_{эв} \eta_{ген} = 0,736 = 600 \cdot 0,94 \cdot 0,736 = 415 \text{ кВт}$$

Соответствующий этой мощности удельный расход топлива

$$b_g = \frac{b_{эв}}{0,736 \eta_{ген}} = \frac{0,183}{0,736 \cdot 0,94} = 0,265 \text{ кг/квтч}$$

Удельный расход тепла топлива

$$q_g^H = b_g^H Q_H^P = 0,265 \cdot 10^4 = 2650 \text{ ккал/квтч.}$$

Коэффициент полезного действия установки без использования отработавшего тепла

$$\eta = \frac{860 \cdot 100}{q_g^H} = \frac{860 \cdot 100}{2650} = 32,5\%.$$

Расход охлаждающей воды

$$w' = \frac{w1,36}{\eta_{ген}} = \frac{27 \cdot 1,36}{0,94} = 39,1 \text{ л/квтч.}$$

Потеря тепла с охлаждающей водой

$$q_a^{пот} = w' (t_2^a - t_1^a) = 39,1 (55 - 30) = 975 \text{ ккал/квтч.}$$

г. е. $\frac{975 \cdot 100}{2650} = 36,8\%$ тепла топлива.

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_{газ}^{полн} = b_g G_{газ} c_p (t_{ух} - t_0) = 0,265 \cdot 25,6 \cdot 0,25 (400 - 25) = 635 \text{ ккал/квтч.}$$

г. е. $\frac{635}{2650} \cdot 100 = 24\%$ тепла топлива, где $G_{газ} = G_{уа} \cdot I = 14,5 \cdot 1,7 + 1 = 25,6 \text{ кг/кг}$ — количество уходящих газов на 1 кг топлива.

Тепло, подведенное к генератору.

$$q_{ген} = \frac{860}{\eta_{ген}} = \frac{860}{0,94} = 915 \text{ ккал/квтч.}$$

потеря тепла в генераторе

$$q_{ген}^{пот} = 915 - 860 = 55 \text{ ккал/квтч.}$$

Потери механические

$$q_{\text{мех}}^{\text{пот}} = \frac{q_{\text{ген}}}{\eta_{\text{мех}}} - q_{\text{ген}} = \frac{915}{0,88} - 915 = 1040 - 915 = 125 \text{ ккал/квтч.}$$

Потери в генераторе и механические потери в процентах тепла топлива составят

$$q_{\text{мех}}^{\text{н.п.}} + q_{\text{ген}}^{\text{пот}} = \frac{(125 + 55) \cdot 100}{2650} = 6,7\%.$$

Вычислим показатели работы установки при использовании отработавшего тепла.

Использованное тепло уходящих газов

$$q_{\text{газ}}^{\text{исп}} = b_{\text{г}} G_{\text{газ}} c_p (t_{\text{yx}} - t'_{\text{yx}}) (1 - 0,01\varphi) = 0,265 \cdot 25,6 \cdot 0,25 (400 - 200) \times \\ \times (1 - 0,05) = 323 \text{ ккал/квтч.}$$

что составляет $\frac{323 \cdot 100}{2650} = 12,18\%$ тепла топлива.

Потеря тепла поверхностью утилизатора

$$q_{\text{ут}}^{\text{пот}} = \frac{q_{\text{газ}}^{\text{исп}}}{1 - 0,01\varphi} - q_{\text{газ}}^{\text{исп}} = \frac{323}{0,95} - 323 = 339 - 323 = 16 \text{ ккал/квтч.}$$

т. е. $\frac{16}{2650} \cdot 100 = 0,60\%$ тепла топлива.

Потеря тепла с уходящими газами

$$(q_{\text{газ}}^{\text{пот}})' = b_{\text{г}} G_{\text{газ}} c_p (t'_{\text{yx}} - t_0) = 0,265 \cdot 25,6 \cdot 0,25 (200 - 25) = 296 \text{ ккал/квтч.}$$

т. е. $\frac{296}{2650} \cdot 100 = 11,21\%$ тепла топлива.

Производительность котла-утилизатора

$$D_{\text{к.ут}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{i_{\text{к}} - i_{\text{п.в}}} = \frac{q_{\text{газ}}^{\text{исп}} N_{\text{г}}}{i_{\text{к}} - i_2^{\text{в}}} = \frac{323 \cdot 415}{650,7 - 55} = 224 \text{ кг/час,}$$

где $i_{\text{к}} = 650,7$ ккал/кг — теплосодержание 1 кг насыщенного пара при $p = 3$ атм.

Коэффициент полезного действия котла-утилизатора

$$\eta_{\text{к.ут}} = \frac{q_{\text{газ}}^{\text{исп}}}{q_{\text{газ}}^{\text{полн}}} = \frac{323 \cdot 100}{635} = 51\%.$$

Количество воды, используемое для питания котла-утилизатора (без учета продувки).

$$w_{\text{исп}} = \frac{D_{\text{к.ут}}}{N_{\text{г}}} = \frac{224}{415} = 0,54 \text{ кг/квтч.}$$

т. е.

$$\frac{w_{\text{исп}}}{w} \cdot 100 = \frac{0,54}{39,1} \cdot 100 = 1,38\%$$

всей охлаждающей воды.

6*

Используемое тепло воды

$$q_{в}^{исп} = w_{исп}(t_2'' - t_1'') \cdot 0,51 (55 - 30) = 13,5 \text{ ккал/квтч.}$$

т. е. $\frac{13,5 \cdot 100}{2650} = 0,61\%$ тепла топлива.

Потери тепла с охлаждающей водой

$$(q_{в}^{пот}) = (w' - w_{исп})(t_2'' - t_1'') = (39,1 - 0,54)(55 - 30) = 961,5 \text{ ккал/квтч.}$$

т. е. $\frac{961,5}{2650} \cdot 100 = 36,30\%$ тепла топлива.

Коэффициент использования тепла топлива (полный к. п. д. установки)

$$\eta_{полн} = \frac{860 + q_{газ}^{исп} + q_{в}^{исп}}{q_{в}^{пот}} \cdot 100 = \frac{860 + 323 + 13,5}{2650} = 45,19\%.$$

Балансы тепла при различных схемах работы установки сведены в табл. 3-2.

Таблица 3-2

Тепловые балансы дизельной установки

Наименование расхода тепла	Величина расхода			
	без использования отработанного тепла		с использованием отработанного тепла	
	ккал/квтч	%	ккал/квтч	%
1. Полезное тепло				
Полученная электроэнергия	860	32,5	860	32,5
Использованное тепло уходящих газов (получение пара в котле-утилизаторе)	—	—	323	12,2
Использованное тепло охлаждающей воды (питание котла-утилизатора)	—	—	13,5	0,51
2. Потери тепла				
с уходящими газами	425	24	296	11,21
с охлаждающей водой	975	36,8	961,5	36,30
поверхностью котла-утилизатора	—	—	16	0,60
в электрическом генераторе . .	55	2,07	55	2,07
механические в двигателе и пр.	125	4,63	125	4,63
Затраченное тепло топлива	2650	100	2650	100
Коэффициент использования тепла топлива	—	32,5	—	45,19

3-10. Коэффициент полезного действия locomобильной электростанции (рис. 3-2) выражается равенством

$$\eta_{ст}^* = \eta_{котл} \eta_{эфф} \eta_{ген} \eta_{тр} (1 - k_9).$$

где

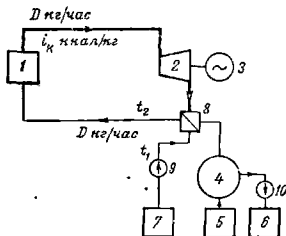
$$\eta_{к.т.} = \frac{D(i_k - t_2)}{BQ_k'}$$

коэффициент полезного действия машины локомотива

$$\eta_{эф} = d_{эф} \frac{632}{(i_k - t_2)}$$

где

$$632 = q_s 0,736 = 860 \cdot 0,736 \text{ ккал/л. с. ч.}$$



Фиг. 3-2. Схема локомотивной установки.

1 — котел; 2 — машина локомотива; 3 — электрический генератор; 4 — смешивающий конденсатор; 5 — бак холодной воды; 6 — бак горячей воды; 7 — питательный бак; 8 — подогреватель питательной воды отработавшего пара; 9 — питательный насос; 10 — мокрый питательный насос.

В данном случае

$$\eta_{кт}'' = 0,64 \frac{632}{3,56(753 - 45)} 0,89(1 - 0,05) = 0,84 \cdot 19,6 \cdot 0,89 \cdot 0,95 = 0,106,$$

т. е. 10,6%.

3-11. Определяем количество пара, расходуемого турбиной. Удельный электрический расход пара

$$d_s = \frac{860}{H_{топ}} = \frac{860}{110 \cdot 0,7} = 11,18 \text{ кг/квт.ч.}$$

где $H = 110 \text{ ккал/кг}$ — адиабатический перепад тепла в турбине.

Расход пара на турбину, равный количеству отработавшего пара (фиг. 3-3, а).

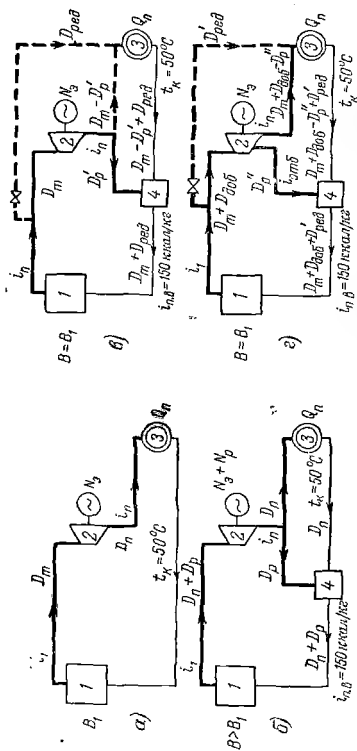
$$D_m = D_n = N_s d_s = 4000 \cdot 11,18 = 44700 \text{ кг/час.}$$

Расход условного топлива

$$B_1 = \frac{D_m(i_1 - t_k)}{7000 \eta_{к.т.} \eta_{т.р.}} = \frac{44700(788 - 50)}{7000 \cdot 0,835} = 5640 \text{ кг/час.}$$

Теплосодержание отработавшего пара

$$i_1 = i_1 - H \eta_{от} = i_1 - H \frac{\eta_{от}}{\eta_{т.р.}} = 788 - 110 \frac{0,7}{0,9} = 788 - 85,5 = 702,5 \text{ ккал/кг.}$$



Фиг. 3-3. Различные схемы регенеративного подогрева питательной воды при турбине с противодавлением (к задачам 3-11, 3-12, 3-13 и 3-14).

а — без регенерации; б — с регенерацией при $Q_n = \text{const}$; в — с регенерацией и $N_s = \text{const}$; г — при $N_s = \text{const}$ и $Q_n = \text{const}$, с промежуточным отбором пара для регенерации; 1 — котел; 2 — турбина; 3 — потребитель тепла; 4 — смешивающий подогреватель питательной воды.

Коэффициент использования тепла пара (полный к. п. д. турбины)

$$\eta_{\text{полн}} = \frac{N_p 860 + D_p (i_n - t_k)}{D_n (i_1 - t_k)} = \frac{4000 \cdot 860 + 44700 (702,5 - 60)}{44700 (788 - 50)} =$$

$$= \frac{4000 \cdot 860 + 44700 \cdot 652,5}{44700 \cdot 738} = 0,988.$$

Коэффициент использования тепла топлива

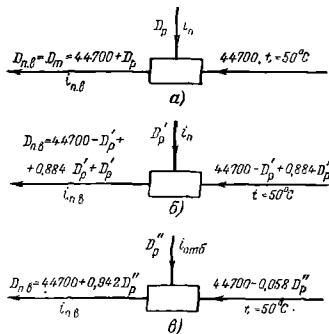
$$\eta_{\text{полн}} = 0,988 \cdot 0,835 = 0,826.$$

3-12. Определим количество пара D_p для подогрева питательной воды. Тепловой баланс смешивающего подогревателя (фиг. 3-4, а) имеет вид (см. схему фиг. 3-3, б)

$$(44700 + D_p) 150 = D_p 702,5 + 44700 \cdot 50,$$

откуда

$$D_p = 8100 \text{ кг/час.}$$



Фиг. 3-4. Схемы для составления тепловых балансов смешивающего подогревателя.

Дополнительная электрическая мощность, создаваемая этим паром,

$$N_p = \frac{D_p H_{\text{ог}}}{860} = \frac{8100 \cdot 110 \cdot 0,7}{860} = 726 \text{ квт.}$$

Расход пара на турбину $D_m = D_n + D_p = 44700 + 8100 = 52800 \text{ кг/час.}$

Расход условного топлива

$$B = \frac{D_m (i_1 - i_{\text{н.в}})}{7000 \cdot 0,835} = \frac{52800 (788 - 150)}{7000 \cdot 0,835} = 5760 \text{ кг/час.}$$

Коэффициент использования тепла пара

$$\eta_n^{\text{полн}} = \frac{(N_g + N_p) 860 + D_m (t_n - t_n)}{(D_n + D_p) (t_1 - 150)} = \frac{4\,726 \cdot 860 + 44\,700 (702,5 - 50)}{(44\,700 + 8\,100) (788 - 150)} = \frac{4\,726 \cdot 860 + 44\,700 \cdot 652,5}{52\,800 \cdot 638} = 0,985.$$

Коэффициент использования тепла топлива

$$\eta_m^{\text{полн}} = \eta_n^{\text{полн}} \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.р}} = 0,985 \cdot 0,835 = 0,822.$$

Из решений задач 3-11 и 3-12 видно, что введение регенерации при сохранении постоянным внешнего теплового потребления и увеличении электрической мощности агрегата увеличивает расход топлива данной станцией на $5\,760 - 5\,640 = 120 \text{ кг час}$ и уменьшает $\eta_m^{\text{полн}}$ от величины $0,988 \cdot 0,835 = 0,825$ до $0,985 \cdot 0,835 = 0,822$.

Однако из этого не следует делать вывод, что введение регенерации в данном случае приводит к перерасходу топлива. Поскольку имеется увеличение электрической мощности, регенерация выгодна, так как благодаря этому на других станциях энергосистемы, в которой работает данная ТЭЦ, потребуются создавать соответственно меньшую электрическую мощность конденсационным самым невыгодным способом и произойдет уменьшение расхода топлива во всей системе в целом. То обстоятельство, что $\eta_m^{\text{полн}}$ для данной изолированно рассматриваемой ТЭЦ оказывается меньшим, чем при работе без регенерации, указывает на неполноценность этого показателя в отношении отражения преимуществ выработки электроэнергии на тепло-вом потреблении (о причинах этого см. в решении задачи 3-16).

3-13. При регенеративном подогреве питательной воды (фиг. 3-3,в) для сохранения без изменения величины теплового потребления необходимо до-давать потребителям из котельной редуцированный пар в количестве

$$D_{\text{ред}} = \frac{D'_p (t_n - 50)}{t_1 - 50} = 0,884 D'_p \text{ кг час.}$$

где D'_p — расход отработавшего пара для регенерации.

При подогреве всего возвращаемого конденсата до 150 ккал/кг тепло-вой баланс смешивающего регенеративного подогревателя представляется в виде (фиг. 3-4,б):

$$(44\,700 - D'_p + 0,884 D'_p + D'_p) 150 = D'_p 702,5 + + (44\,700 - D'_p + 0,884 D'_p) 50 \text{ ккал/час, откуда } D'_p = 7\,900 \text{ кг час}$$

Расход топлива в котельной при регенерации

$$B = \frac{D_m (t_1 - t_{\text{н.в}}) + 0,884 D'_p (t_1 - t_{\text{н.в}})}{7\,000 \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.р}}} = \frac{44\,700 (788 - 150) + 0,884 \cdot 7\,900 \cdot (788 - 150)}{7\,000 \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{т.р}}} = \frac{44\,700 (788 - 150) + 44\,700 \cdot 100}{7\,000 \cdot 0,835} = 5\,640 \text{ кг час.}$$

т. е. расход топлива при введении регенерации в данном случае остается таким же, как при работе без регенерации (см. решение задачи 3-11).

Коэффициент использования тепла топлива при регенерации и отпуске добавочного пара непосредственно из котельной сохраняет ту же величину, что и без регенерации (см. решение задачи 3-11), а именно:

$$\eta_{\text{тп}}^{\text{полн}} = \frac{4000 \cdot 860 + Q_n}{B \cdot 7000} = \eta_{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{тп}}^{\text{полн}} = 0,835 \frac{4000 \cdot 860 + Q_n}{44700(788 - 50)} =$$

$$= 0,835 \frac{4000 \cdot 860 + 44700(702,5 - 50)}{44700(788 - 50)} = 0,835 \cdot 0,948 = 0,825.$$

так как при неизменных по условиям задачи N_a и Q_n расход топлива оказывается таким же, как и без регенерации. Отсюда видно, что коэффициент использования тепла топлива и в этом случае не отражает преимуществ для данной ТЭЦ выработки электроэнергии на тепловом потреблении, оставаясь неизменным, несмотря на то, что при регенеративном подогреве питательной воды в условиях данной задачи часть теплового потребления, а именно $7500(702,5 - 50)$ ккал/час, удовлетворяется не отработанным, а свежим паром. Введение регенерации у турбины с противодавлением в данном случае, т. е. при сохранении той же электрической мощности агрегата, не уменьшает выработки электроэнергии в системе конденсационным способом. Расход тепла пара турбиной на 1 кат и, следовательно, расход топлива на турбину при той же ее электрической мощности уменьшаются вследствие увеличения температуры питательной воды. Однако при этом внешним потребителям тепла может быть отпущено меньшее количество пара и для сохранения внешнего теплового потребления неизменным приходится отпускать потребителям некоторое количество рециркуляционного пара из котельной. Поэтому расход топлива в котельной остается таким же, как при работе без регенеративного подогрева питательной воды, и он вызовет только дополнительные расходы на станции, не давая при этом экономии в топливе ни на самой станции, ни в энергосистеме.

Примечание. В задачах 3-11—3-13 для упрощения расчетов регенеративный подогрев питательной воды производится паром из противодавления турбины. При отборе пара для регенерации из промежуточной ступени турбины принципиальные выводы из решений задач 3-11—3-13 остаются неизменными. Такой случай рассмотрен в задаче 3-14.

3-14. При отборе пара для регенерации в количестве D_p'' кг/час тепловое потребление уменьшится на $D_p''(t_n - 51) = D_p''(702,5 - 51)$ ккал/час (фиг. 3-3, 2).

Для восстановления прежней мощности турбины $N_a = 100$ кат в нее необходимо подать добавочное количество свежего пара:

$$D_{\text{доп}} = \frac{D_p'' h}{H} = 0,5 D_p'' \text{ кг/час.}$$

поскольку согласно условию задачи $h = 0,5 H$ ккал/кг. При этом тепловое потребление увеличится на $0,5 D_p''(702,5 - 50)$ ккал/час. Для восстановления прежнего теплового потребления необходимо из котельной подавать потребителям дросселированный пар с теплоемкостью $i_1 = 788$ ккал/кг в количестве

$$D_{\text{доп}}' = \frac{(D_p'' - 0,5 D_p'')(702,5 - 50)}{788 - 50} = 0,442 D_p'' \text{ кг/час.}$$

Таким образом, полное количество конденсата, возвращаемое и подогретое, равно:

$$44700 - D_p'' + 0,5 D_p'' + 0,442 D_p'' = 44700 - 0,058 D_p'' \text{ кг/час.}$$

В котельную поступает количество питательной воды, равное производительности котельной:

$$44\,700 - 0,5 D_p'' + 0,442 D_p'' + D_p'' = 44\,700 + 0,942 D_p'' \text{ кг/час}$$

Тепловой баланс смешивающего подогревателя (фиг. 3-4, з) имеет вид:

$$(44\,700 + 0,942 D_p'') 150 = D_p'' 745,2 + (44\,700 - 0,058 D_p'') 50 \text{ ккал/час,}$$

где теплосодержание пара, отбираемого для регенеративного подогрева воды,

$$t_{отб} = t_1 - h \tau_{p,i} = 788 - 55 \frac{0,7}{0,9} = 745,2 \text{ ккал/кг}$$

и

$$h = 0,6 H = 0,5 \cdot 110 = 55 \text{ ккал/кг.}$$

Из уравнения теплового баланса получаем:

$$D_p'' = 7\,440 \text{ кг/час.}$$

Расход топлива в котельной при работе с регенерацией и тех же электрической мощности и внешнем тепловом потреблении

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_m (i_1 - i_{n,e}) + 0,942 D_p'' (i_1 - i_{n,e})}{7\,000 \eta_{к.у} \eta_{тгр}} = \\ &= \frac{44\,700 (788 - 160) + 0,942 \cdot 7\,440 (788 - 150)}{7\,000 \eta_{к.у} \eta_{тгр}} = \\ &= \frac{44\,700 (788 - 150) + 44\,700 \cdot 100}{7\,000 \eta_{к.у} \eta_{тгр}} = \frac{44\,700 (788 - 50)}{7\,000 \cdot 0,835} = 5\,640 \text{ кг/час} \end{aligned}$$

Таким образом, и в случае отбора пара для регенерации из промежуточной ступени турбины расход топлива в котельной при $N_g = \text{const}$ и $Q_n = \text{const}$ остается таким же, как и при работе без регенеративного подогрева питательной воды, равно как и коэффициенты использования тепла пара и топлива, и выводы из решения задачи 3-13 применимы полностью и в данном случае.

3-15. Электрический к. п. д. турбоагрегата, вырабатывающего электроэнергию и тепло комбинированным способом, выражается по методу МЭС формулой

$$\eta_{турб}^{э.с} = \frac{Q_g}{Q_{турб} + Q_{отп}}$$

где Q_g — количество выработанной электроэнергии в тепловых единицах;

$Q_{турб}$ — тепло, подведенное к пару, поступившему в турбину;

$Q_{отп}$ — полезно отпущенное тепло.

В данном случае

$$\begin{aligned} \eta_{турб}^{э.с} &= \frac{N_g \cdot 860}{(D_n + D_p)(i_1 - i_{n,e}) - D_n (i_n - i_k)} = \\ &= \frac{4\,000 \cdot 860}{(37\,840 + 6\,860)(788 - 150) - 37\,840 (702,5 - 50)} = \\ &= \frac{4\,000 \cdot 860}{44\,700 \cdot 638 - 37\,840 \cdot 652,5} = 0,9. \end{aligned}$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по выработке электроэнергии

$$\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{в.в}} = \eta_{\text{турб}}^{\text{в.в}} \eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{тр}} = 0,9 \cdot 0,835 = 0,75.$$

3-16. Адиабатическое теплопадение при указанных параметрах пара $H = 110$ ккал/кг. Электрическая мощность при расходе пара 1 кг/час и $\eta_{\text{от}}' = 0,75$

$$\begin{aligned} n_s' &= \frac{1 \text{ кг/час } H \text{ ккал/кг } \eta_{\text{от}}' \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{ген}}}{860 \text{ ккал/квтч}} = \\ &= \frac{110 \cdot 0,75 \cdot 0,96 \cdot 0,94}{860} = 0,0858 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Электрическая мощность турбоагрегата

$$N_s' = D_m n_s' = 60\,000 \cdot 0,0858 = 5\,148 \text{ квт.}$$

Электрические и механические потери в агрегате

$$\begin{aligned} q_{\text{э.м}}' &= D_m H \eta_{\text{от}}' (1 - \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}) = 60\,000 \cdot 110 \cdot 0,75 (1 - 0,96 \cdot 0,94) = \\ &= 60\,000 \cdot 110 \cdot 0,75 (1 - 0,9) = 490\,000 \text{ ккал/час.} \end{aligned}$$

Теплосодержание отпускаемого пара

$$i_1' = i_0 - H \eta_{\text{от}}' = 787 - 110 \cdot 0,75 = 705,3 \text{ ккал/кг.}$$

Количество отпускаемого тепла

$$Q_n' = D_m (i_1' - i_{\text{н.в}}) \text{ ккал/час.}$$

Количество тепла, подводимое к турбине,

$$Q_m = D_m (i_0 - i_{\text{н.в}}) \text{ ккал/кг.}$$

Коэффициент использования тепла топлива (полный к. п. д.)

$$\begin{aligned} \eta_{\text{полн}}' &= \eta_{\text{к.у}} \frac{N_s' 860 + D_m (i_1' - i_{\text{н.в}})}{D_m (i_0 - i_{\text{н.в}})} = \\ &= 0,83 \frac{5\,148 \cdot 860 + 60\,000 (705,3 - 90)}{60\,000 (787 - 90)} = 0,83 \cdot 0,984 = 0,816. \end{aligned}$$

Расход условного топлива на ТЭЦ

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{N_s' 860 + D_m (i_1' - i_{\text{н.в}})}{\eta_{\text{полн}}' 7\,000} = \\ &= \frac{5\,148 \cdot 860 + 60\,000 (705,3 - 90)}{0,816 \cdot 7\,000} = 7\,250 \text{ кг/час.} \end{aligned}$$

Электрическая мощность, создаваемая при расходе пара 1 кг/час и $\eta_{\text{от}}'' = 0,6$,

$$n_s'' = \frac{110 \cdot 0,6 \cdot 0,96 \cdot 0,94}{860} = 0,0686 \text{ квт.}$$

Электрическая мощность турбоагрегата

$$N_s'' = D_m n_s'' = 60\,000 \cdot 0,0686 = 4\,116 \text{ квт.}$$

Электрические и механические потери в агрегате

$$q''_{в.м} = D_m H_{от}'' (1 - \eta_{мех} \eta_{ген}) = \\ = 60\,000 \cdot 110 \cdot 0,6 (1 - 0,9) = 392\,000 \text{ ккал/час.}$$

Теплосодержание отпускаемого пара

$$i_2^n - i_0 - H q''_{от} = 787 - 110 \cdot 0,6 = 721,6 \text{ ккал/кг.}$$

Количество отпускаемого тепла

$$Q''_n = D_n (i_2^n - i_{н.с}) \text{ ккал/час.}$$

Коэффициент использования тепла топлива

$$\eta''_{полн} = 0,83 \frac{4\,115 \cdot 860 + 10\,000 (721,6 - 90)}{10\,000 (787 - 90)} = 0,83 \cdot 0,99 = 0,821.$$

Расход условного топлива на ТЭЦ

$$B_2 = \frac{N''_2 860 + D_m (i_2^n - i_{н.с})}{\eta''_{полн} 7\,000} = \\ = \frac{4\,115 \cdot 860 + 10\,000 (721,6 - 90)}{0,821 \cdot 7\,000} = 7\,200 \text{ кг/час.}$$

Таким образом, при уменьшении $\eta_{от}$ от 0,75 до 0,6 величина $\eta_{полн}$ увеличилась от 0,816 до 0,821, что произошло за счет уменьшения абсолютной величины единственных имеющихся потерь энергии, а именно электрических и механических. Однако при этом количество электроэнергии, вырабатываемое в час турбоагрегатом с противодавлением, уменьшилось на $\Delta \mathcal{E} = 5\,148 - 4\,115 = 1\,033 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$, которые при постоянной потребности в электроэнергии в системе должны быть выработаны конденсационным способом при к. п. д., равном согласно условию задачи 0,23, для чего требуется дополнительный расход условного топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta \mathcal{E} 860}{\eta_{конд} 7\,000} = \frac{1\,033 \cdot 860}{0,23 \cdot 7\,000} = 553 \text{ кг/час.}$$

Из этой величины следует вычесть уменьшение расхода топлива на ТЭЦ благодаря увеличению $\eta_{полн}$ от 0,816 до 0,821. Полный расход топлива во всей системе возрастет при этом на величину

$$\Delta B_{сум} = \Delta B - (B_1 - B_2) = 553 - (7\,250 - 7\,200) = 503 \text{ кг/час.}$$

3-17. Для сохранения при уменьшении $\eta_{от}$ постоянной величины отпуска тепла количество пара, отпускаемое потребителям, равно количеству его входящему в турбину, должно быть вследствие увеличения теплосодержания отработавшего пара i_2^n уменьшено в отношении

$$\frac{i_1^n - i_{н.с}}{i_2^n - i_{н.с}} = \frac{705,3 - 90}{721,6 - 90} = 0,978.$$

Таким образом, расход пара на турбину будет:

$$D_m = D_n 0,978 = 10\,000 \cdot 0,978 = 9\,780 \text{ кг/час.}$$

Электрическая мощность, создаваемая турбоагрегатом с противодавлением, при этом уменьшится до величины (см. задачу 3-16)

$$N_{\text{э}} = D'_{\text{т}} p'' = 58\,650 \cdot 0,0686 = 4\,040 \text{ кВт}$$

и в энергосистеме должно вырабатываться в час конденсационным способом добавочное количество электроэнергии

$$\Delta \mathcal{E} = 5\,148 - 4\,040 = 1\,108 \text{ кВт·ч,}$$

для чего потребуется добавочное топливо в количестве

$$\Delta B' = \frac{\Delta \mathcal{E} \cdot 860}{\eta_{\text{конд}}^{\text{ст}} \cdot 7\,000} = \frac{1\,108 \cdot 860}{0,23 \cdot 7\,000} = 593 \text{ кг·час.}$$

При этом коэффициент использования тепла топлива на ТЭЦ будет иметь величину

$$\eta_{\text{полн}} = 0,83 \cdot \frac{4\,040 \cdot 860 + 58\,650 (721,6 - 90)}{85\,650 (787 - 90)} = 0,822$$

вместо 0,816 при $\eta_{0\text{т}}$ турбины, равном 0,75.

Расход условного топлива на ТЭЦ

$$B = \frac{4\,040 \cdot 860 + 58\,650 (721,6 - 90)}{0,822 \cdot 7\,000} = 7\,020 \text{ кг·час}$$

Увеличение расхода топлива в системе с учетом уменьшения его расхода на ТЭЦ (см. решение задачи 3-16)

$$\Delta B'_{\text{сист}} = \Delta B' - (B_1 - B) = 593 - (7\,250 - 7\,020) = 593 - 230 = 363 \text{ кг·час.}$$

Из решений задач 3-16 и 3-17 видно, что коэффициент использования тепла топлива увеличивается при уменьшении выработки электроэнергии на тепловом потреблении и, характеризуя только общее использование его на данной ТЭЦ, не отражает энергетического преимущества теплофикации как выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Это преимущество при пользовании таким показателем может быть выявлено только при исследовании расхода топлива во всей энергосистеме в целом.

3-18. а) По методу МЭС к. п. д. ТЭЦ по выработке отпускаемого потребителям тепла $\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр (т.э)}}$ равен $\eta_{\text{и.у.}}^{\text{к}}$ независимо от параметров и количества отпускаемого тепла $Q_{\text{отп}}$, что видно из следующего:

$$\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр (т.э)}} = \frac{Q_{\text{исп}}}{B_{\text{т.э}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (3-1)$$

где

$$B_{\text{т.э}} = B_{\text{котл}} \frac{Q_{\text{исп}}}{Q_{\text{котл}}^{\text{к}}}$$

— количество топлива, условно относимое на выработку отпускаемой потребителям тепловой энергии;

$B_{\text{котл}}$ — все количество сожженного в котельной топлива;

$Q_{\text{котл}}^{\text{к}}$ — все количество тепла, отпущенного из котельной.

Отсюда

$$\eta_{\text{тэц}}^{\text{бр (т.э)}} = \frac{Q_{\text{исп}} Q_{\text{котл}}^{\text{к}}}{B_{\text{котл}} Q_{\text{исп}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{Q_{\text{котл}}^{\text{к}}}{B_{\text{котл}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \eta_{\text{и.у.}}^{\text{к}}$$

В данном случае $\eta_{к.у}^n = 0,77$ по условиям задачи.

Удельный расход топлива на отпущенный миллион килокалорий

$$d_q = \frac{10^6}{Q_n^p \eta_{тэц}^{бр(т.в)}} = \frac{10^6}{Q_n^p \eta_{к.у}^n} = \frac{10^6}{7000 \cdot 0,77} = 0,77 = 185,5 \text{ кг/млн. ккал.}$$

б) Для определения к. п. д. ТЭЦ по выработке электроэнергии находим по i_s -диаграмме начальное теплосодержание пара $i_k = 772 \text{ ккал/кг}$ и раскладываемое адиабатическое теплопадение $H = 142 \text{ ккал/кг}$ и вычисляем удельный электрический расход пара:

$$d_s = \frac{860}{H \eta_{oi} \eta_{мех} \eta_{ген}} = \frac{860}{142 \cdot 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,965} \approx 8,0 \text{ кг/квтч.}$$

Теплосодержание отработавшего пара

$$i_n = i_k - H \eta_{oi} = 772 - 142 \cdot 0,8 = 657,4 \text{ ккал/кг.}$$

Часовой расход пара турбиной

$$D_m = N_p d_s = 12000 \cdot 8,0 = 96 \cdot 10^3 \text{ кг/час.}$$

Часовой расход условного топлива

$$B_{котл} = \frac{D_m (i_k - i_{п.в})}{7000 \eta_{к.у}^n} = \frac{96 \cdot 10^3 \cdot 772}{7000 \cdot 0,77} \approx 13,7 \cdot 10^3 \text{ кг/час.}$$

Количество тепла, отпущаемого из котельной,

$$Q_{котл}^n = D_m (i_k - i_{п.в}) = 96 \cdot 10^3 \cdot 772 \text{ ккал/час.}$$

Количество отработавшего тепла

$$Q_n = D_m (i_n - i_{п.в}) = 96 \cdot 10^3 \cdot 657,4 \text{ ккал/час.}$$

Величины $\eta_{тэц}^{бр(э.в)}$ для различных долей φ использования отработавшего тепла вычисляем по формуле

$$\eta_{тэц}^{бр(э.в)} = \frac{\Sigma_{эвр} 860}{B_{э.в} Q_n^p} \quad (3-2)$$

где $B_{э.в} = B_{котл} - B_{т.э}$ — количество топлива, относимое на выработку электроэнергии;

$B_{т.э} = B_{котл} \frac{\Sigma Q_n}{Q_{котл}^n}$ — количество топлива, относимое на выработку полезно отпущаемого тепла, изменяющееся в зависимости от величины φ .

Результаты расчетов представлены в табл. 3-3 и на фиг. 3-5, из которых видно, что величина $\eta_{тэц}^{бр(э.в)}$ изменяется от 0,108 при $\varphi = 0$ (ТЭЦ является КЭС) до 0,72 при $\varphi = 1,0$, т. е. когда отработавшее тепло используется полностью. В последнем случае

$$\eta_{тэц}^{бр(э.в)} = \eta_{к.у}^n \eta_{э.в}^{т.в} = \eta_{к.у}^n \eta_{ген} \eta_{мех} = 0,77 \cdot 0,965 \cdot 0,97 = 0,72,$$

где $\eta_{э.в}^{т.в}$ — к. п. д. выработки электроэнергии на тепловом потреблении, называемый иногда также „присоединенным“ к. п. д. выработки электроэнергии. Об условности этого показателя и отсутствии связи его со вторым законом термодинамики сказано ниже в решении задачи 3-19.

Коэффициент полезного действия ГЭЦ по выработке электроэнергии и тепла в зависимости от количества использованного тепла отработавшего пара (к задаче 3-18)

Доля использования отработавшего тепла	Количество использованного отработавшего тепла	Расход топлива на выработку тепловой энергии	$\frac{Q_{исп}}{B_{м.э}} = \frac{Q_{исп}}{B_{м.э} \cdot Q_p}$	$\frac{Q_{исп}}{B_{м.э}} = \frac{Q_{исп}}{B_{м.э} \cdot Q_p}$	Расход топлива на выработку тепловой энергии	$\frac{Q_{исп}}{B_{м.э}} = \frac{Q_{исп}}{B_{м.э} \cdot Q_p}$	Коэффициент полезного действия ГЭЦ
:	$Q_{исп} = z Q_n$ ккал/час	$B_{м.э} = B_{ком.э} \frac{z Q_n}{Q_{ком.э}}$			$B_{м.э} = B_{ком.э} - B_{м.э} \frac{z Q_n}{Q_{ком.э}}$		$\frac{Q_{исп}}{B_{м.э} \cdot Q_p}$
0,0	0,0	0	0,77		$3,7 \cdot 10^8$		$\frac{12000 \cdot 860}{13,7 \cdot 10^8 \cdot 7000} = 0,108$
0,25	0,25 Q_n	$13,7 \cdot 10^8 \frac{0,25 \cdot 93 \cdot 10^8 \cdot 657,4}{93 \cdot 10^8 \cdot 772} = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,25 \cdot 0,85 = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,2125$	0,77		$13,7 \cdot 10^8 (1 - 0,2125) = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,7875$		$\frac{0,104}{0,7875} = 0,138$
0,50	0,50 Q_n	$13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,5 \cdot 0,85 = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,425$	0,77		$13,7 \cdot 10^8 (1 - 0,425) = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,575$		$\frac{0,108}{0,575} = 0,188$
0,75	0,75 Q_n	$13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,75 \cdot 0,85 = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,6375$	0,77		$13,7 \cdot 10^8 (1 - 0,6375) = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,3625$		$\frac{0,108}{0,3625} = 0,298$
1,0	Q_n	$13,7 \cdot 10^8 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,85$	0,77		$13,7 \cdot 10^8 (1 - 0,85) = 13,7 \cdot 10^8 \cdot 0,150$		$\frac{0,108}{0,150} = 0,72$

2. Часовой расход пара турбиной при $N = 25\,000$ квт и $D_{отб} = 100$ т/час составляет:

$$D = 4,8 \cdot 25\,000 + 0,4 \cdot 100\,000 = 160\,000 \text{ кг/час.}$$

$$\text{Расход топлива } B_{\text{топ}}^{\text{с.л.}} = \frac{100\,000}{8} = 20\,000 \text{ кг/час.}$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии

$$B_{\text{т.п.}}^{\text{с.л.}} = 20\,000 \frac{100 \cdot 10^3 (650 - 70)}{160 \cdot 10^3 (785 - 150)} = 11\,430 \text{ кг/час.}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии

$$B_{\text{э.э.}}^{\text{с.л.}} = 20\,000 - 11\,430 = 8\,570 \text{ кг/час.}$$

$$\eta_{\text{т.э.}}^{\text{э.э.}} = \frac{25\,000 \cdot 860}{8\,570 \cdot 7\,000} = 0,36.$$

Удельные расходы топлива

$$b_{\text{т.п.}}^{\text{с.л.}} = \frac{11\,430 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3 \cdot 580} = 197 \text{ кг/мгккал.}$$

$$b_{\text{э.э.}}^{\text{с.л.}} = \frac{8\,570}{25\,000} = 0,343 \text{ кг/квт.ч.}$$

Таким образом, при увеличении отпуска тепла при $N = \text{const}$ удельный расход топлива на выработку тепла остался без изменения (поскольку $\eta_{\text{к.п.}}^{\text{к.п.}} = \text{const}$), а удельный расход топлива на выработку электроэнергии уменьшился при соответствующем увеличении величины $\eta_{\text{т.э.}}^{\text{э.э.}}$.

При очень больших отпусках тепла, например при машинах с противодавлением, $\eta_{\text{т.э.}}^{\text{э.э.}}$ оказывается больше к. п. д. цикла Карно, протекающего при тех же начальных и конечных температурах (см. задачу 3-18). Однако это не означает противоречия со вторым законом термодинамики, поскольку вычисление к. п. д. цикла Карно, с одной стороны, и $\eta_{\text{т.э.}}^{\text{э.э.}}$ — с другой, основаны на принципиально различных предположениях. Метод МЭС, преследующий цель создания показателя, учитывающего преимущества теплофикации, т. е. использования отработанного тепла, основан на условном положении, состоящем в том, что использованное отработанное тепло не считается подведенным к машине для выработки электрической энергии.

3-24. 1. Коэффициент недовоспользования отбираемого пара находим по способу, указанному в задаче 1-20 по диаграмме режимов (фиг. 3-б) для следующих среднегодовых условий работы турбины:

$$N_{\text{т.п.}}^{\text{с.р.}} = \frac{Q_{\text{отп.р.}}}{\tau} = \frac{60 \cdot 10^3}{7\,000 + 8\,000} = 4\,000 \text{ квт.ч.}$$

$$D_{\text{отб}}^{\text{с.р.}} = \frac{D_{\text{отб}}}{\tau} = \frac{415 \cdot 10^3}{15\,000} = 27,6 \text{ т/час.}$$

где τ — число машино-часов в году.

Получаем:

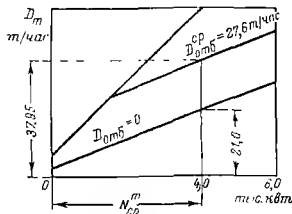
$$y = \frac{D_{\text{т.п.}} - D_{\text{к.п.д.}}^{\text{с.р.}}}{D_{\text{отб}}^{\text{с.р.}}} = \frac{37,95 - 21,90}{27,6} = 0,615.$$

Расход пара на турбины

$$\begin{aligned}
 D_m &= m x d_n N_n + a_n (1 - \lambda) \mathcal{E}_{выр} + y D_{отб} \\
 &= 15 (0,010 \cdot 5 \cdot 6000 + 5 (1 - 0,10) 60 \cdot 10^6 + 0,615 \cdot 415 \cdot 10^3 \cdot 10^3 = \\
 &= 570 \cdot 10^6 \text{ кг год} = 570 \cdot 10^3 \text{ т/год}.
 \end{aligned}$$

Расход пара на машинный зал (с учетом собственных нужд и эксплуатационных надбавок)

$$D_{м.з} = \frac{D_m}{0,975} = \frac{570 \cdot 10^3}{0,975} = 585 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$



Фиг. 3-6. Диаграмма режимов работы турбины с отбором пара для задачи 3-20.

Отпуск пара из котельной

$$D_{котл}^* = D_{м.з} - D_{отп. котл} = 585 \cdot 10^3 + 20 \cdot 10^3 = 605 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Выработка пара котлами

$$D_{котл}^{г.р} = \frac{D_{котл}^*}{0,97} = \frac{605 \cdot 10^3}{0,97} = 624 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Парадный расход топлива

$$B_{котл}^{пар} = \frac{D_{котл}^{г.р} (i_k - i_{п.в})}{Q_{н.г.р}^{п.г.р}} = \frac{624 \cdot 10^3 (785 - 120)}{2850 \cdot 0,82} = 177 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Действительный расход топлива в котельной с учетом 5% эксплуатационных надбавок

$$B_{котл} = B_{котл}^{пар} \cdot 1,05 = 186 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Таким образом,

$$\eta_{к.у}^* = \frac{0,82 \cdot 0,97}{1,05} \approx 0,75.$$

2. Для вычисления к. п. д. станции предварительно определяем тепло-содержание отбираемого пара:

$$i_{отб} = i_0 - h' \tau_{oi}' = i_0 - \frac{h' \tau_{оэ}'}{\eta_{ген} \eta_{мех}}. \quad (3-3)$$

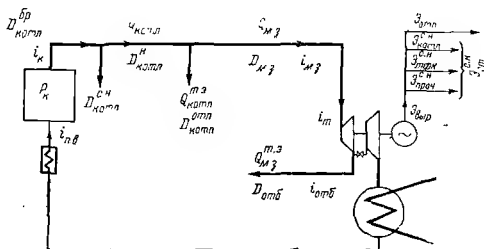
Для определения $\tau_{оэ}'$ пользуемся известными величинами y и d_k и получаемыми из i -диаграммы величинами $h' = 94 \text{ ккал/кг}$ и $h = 274 \text{ ккал/кг}$.

Находим:

$$\tau_{н.з} = \frac{860}{Hd_k} = \frac{860}{274 \cdot 5} = 0,628.$$

Из зависимости $y = 1 - \frac{h\eta_{0,з}}{H\eta_{0,з}}$ получаем:

$$\eta'_{0,з} = \frac{H\eta_{0,з}(1-y)}{h'} = \frac{274 \cdot 0,628(1-0,615)}{94} = 0,702.$$



Фиг. 3-7. Схема отпуска электроэнергии и тепла.

Подставляя найденные величины в выражение (3-3), имеем.

$$i_{отб} = 772 - \frac{94 \cdot 0,702}{0,94 \cdot 0,97} = 700,0 \text{ ккал/кг.}$$

Вычисляем следующие количества тепла (фиг. 3-7).

Расход тепла топлива, содержащегося в паре, отпускаемом в машинный зал,

$$Q_{м.з} = D_{м.з} (i_{м.з} - i_{п.в}) = 585 \cdot 10^6 (777 - 120) = 384\,000 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Отпуск на сторону тепла топлива, содержащегося в свежем паре, подаваемом потребителям в количестве $D_{котл}^{отп}$ кг/час,

$$(Q_{котл}^{т.з})' = D_{котл}^{отп} (i_k - i_{п.в}) = 20 \cdot 10^6 (785 - 120) = 13\,300 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Полное количество тепла топлива в отпускаемом из котельной паре

$$Q_{котл}^* = Q_{м.з} + (Q_{котл}^{т.з})' = 384\,000 \cdot 10^6 + 13\,300 \cdot 10^6 = 397\,300 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Отпуск тепла потребителям в свежем паре из котельной

$$Q_{котл}^{т.з} = D_{котл}^{отп} (i_k - i_{в.к}) = 20 \cdot 10^6 (785 - 80) = 14\,100 \cdot 10^6 \text{ ккал/год}^1.$$

¹ Разница между $Q_{котл}^{т.з}$ и $(Q_{котл}^{т.з})'$ в размере

$$\Delta Q = (14\,100 - 13\,300) \cdot 10^6 = 800 \cdot 10^6 \text{ ккал/год}$$

получается за счет регенеративного подогрева конденсата свежего пара, возвращаемого потребителями, с 80 до 120° С.

Отпуск тепла из машинного зала

$$Q_{м.з}^{т.э} = D_{отб}^{тод} (i_{отб} - i_{в.к}) = 415 \cdot 10^6 (700,0 - 80) = 257\,000 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Полный отпуск тепла потребителям¹

$$\Sigma Q^{т.э} = Q_{м.з}^{т.э} + Q_{котл}^{т.э} = (257\,000 + 14\,100) \cdot 10^6 = 271\,100 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Коэффициент полезного действия ТЭЦ по сумме отпусков тепла и электроэнергии, иначе коэффициент использования тепла топлива (нетто),

$$\eta_{тэц}^н = \frac{\partial_{отп} 860 + \Sigma Q^{т.э}}{B_{котл} Q_{к}^p} = \\ = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 860 + 271\,100 \cdot 10^6}{186 \cdot 10^6 \cdot 2\,850} = 0,6, \text{ т. е. } 60\%.$$

3. Для вычисления по методу Министерства электростанций к. п. д. ТЭЦ раздельно по теплу и электроэнергии определяем предварительно количества топлива, израсходованные на выработку отпускаемых тепла и электроэнергии. Количество топлива, израсходованное на выработку отпускаемого тепла,

$$B_{т.э} = B_{котл} \frac{Q_{котл}^{т.э} + Q_{м.з}^{т.э}}{Q_{к}^n} = \\ = B_{котл} \frac{14\,100 + 257\,000}{397\,300} = B_{котл} 0,683 = 186 \cdot 10^3 \cdot 0,683 = 127,3 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Количество топлива, израсходованное на выработку электроэнергии,

$$B_{э.э} = B_{котл} - B_{т.э} = 186\,000 - 127\,300 = 58,7 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Коэффициент полезного действия станции брутто по электроэнергии и теплу

$$\eta_{тэц}^{бр(э.э)} = \frac{\partial_{выр} 860}{B_{э.э} Q_{к}^p} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 860}{58,7 \cdot 10^6 \cdot 2\,850} = 0,313;$$

$$\eta_{тэц}^{бр(т.э)} = \frac{\Sigma Q_{т.э}}{B_{т.э} Q_{к}^p} = \frac{271\,100 \cdot 10^6}{127,3 \cdot 10^6 \cdot 2\,850} \approx 0,75,$$

т. е. равен $\eta_{к.у}^н$, что следует из принципа метода МЭС, при котором все отпущенное тепло считается выработанным при к. п. д., равном к. п. д. котельной.

¹ Измеренный при выходе из котла и турбины. Если при вычислении полного к. п. д. нетто и электрического к. п. д. нетто ТЭЦ по методу МЭС учитывать не только собственные нужды станции, но и потерю отпускаемого тепла внутри станции, то вместо $\Sigma Q^{т.э}$ следует подставлять отпуск тепла, измеренный при выходе со станции, т. е. величину

$$(\Sigma Q^{т.э})' = \eta_{тгк} \Sigma Q^{т.э},$$

где $\eta_{тгк} = 0,98 \div 0,99$ — коэффициент, учитывающий эти потери.

4. Для определения к. п. д. станции нетто вычисляем предварительно величину $\mathcal{E}_{т.э}^{с.н}$ расхода электроэнергии на собственные нужды, относящуюся к выработке тепловой энергии, считая, что полный годовой расход электроэнергии на собственные нужды станции $\mathcal{E}_{ст}^{с.н} = 6 \cdot 10^6$ *квтч* распределяется следующим образом:

$$\mathcal{E}_{котл}^{с.н} = 4,5 \cdot 10^6 \text{ квтч}; \mathcal{E}_{тщк}^{с.н} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ квтч} \text{ и } \mathcal{E}_{проч}^{с.н} = 1,0 \cdot 10^6 \text{ квтч.}$$

По методу МЭС расход электроэнергии на котельную распределяется между выработками отпускаемого тепла и электроэнергии пропорционально расходу на них топлива, а расход на нужды теплофикации целиком относится на выработку тепла.

Таким образом,

$$\mathcal{E}_{т.э}^{с.н} = \mathcal{E}_{котл}^{с.н} \cdot 0,683 + \mathcal{E}_{тщк}^{с.н} = 4,5 \cdot 10^6 \cdot 0,683 + 0,5 \cdot 10^6 = 3,58 \cdot 10^6 \text{ квтч/год.}$$

Расход тепла топлива на выработку количества электроэнергии $\mathcal{E}_{т.э}^{с.н}$ определяем из выражения

$$Q_{т.э}^{с.н} = \frac{\mathcal{E}_{т.э}^{с.н} \cdot 860}{\eta_{тщк}^{б.р.(\mathcal{E.э})}} = \frac{3,58 \cdot 10^6 \cdot 860}{0,313} = 9\,930 \cdot 10^6 \text{ ккал/год.}$$

Коэффициент полезного действия нетто

$$\eta_{тщк}^{н(\mathcal{E.э})} = \frac{\mathcal{E}_{отп} \cdot 860}{B_{\mathcal{E.э}} Q_n^p - Q_{т.э}^{с.н}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,9 \cdot 860}{58,7 \cdot 10^6 \cdot 2\,850 - 9\,930 \cdot 10^6} = 0,28;$$

$$\eta_{тщк}^{н(т.э)} = \frac{\Sigma Q_{т.э}}{B_{т.э} Q_n^p + Q_{т.э}^{с.н}} = \frac{271\,100 \cdot 10^6}{127,3 \cdot 10^6 \cdot 2\,850 + 9\,930 \cdot 10^6} = 0,73.$$

3-21. Расход топлива при комбинированном теплоэлектрообеспечении определяем по методу МЭС, т. е. разделяя его на расход для выработки электроэнергии и расход для выработки отпускаемого тепла.

Количество электроэнергии, вырабатываемое комбинированным способом,

$$\mathcal{E}_{комб} = \omega Q_{отб} \text{ квтч/год,}$$

где $Q_{отб}$ — количество тепла, отпущенного из отбора, млн. *ккал/год*;

$$\omega = \frac{h_1 \eta_{oi}' \eta_{ген} \eta_{мех} \cdot 10^6}{860 (i_{отб} - i_{конд})} \text{ — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, измеренном при выходе пара из отбора турбины, квтч/млн. ккал.}$$

Адиабатическое теплосодержание от начального состояния пара до давления отбора $h_1 i_0 - 620 - 772 - 620 = 152$ *ккал/кг*. Теплосодержание отбираемого пара

$$i_{отб} \approx i_0 - h_1 \eta_{oi}' = 772 - 152 \cdot 0,82 = 647,5 \text{ ккал/кг.}$$

Подставляя значения величин в выражение для ω , имеем:

$$\omega = \frac{152 \cdot 0,82 \cdot 0,93 \cdot 10^6}{860 (647,5 - 95)} = 244 \text{ квтч/млн. ккал;}$$

$$Q_{отб} = \frac{Q_n}{\eta_c \eta_n} = \frac{250\,000 \cdot 10^6}{0,92 \cdot 0,985} = 276\,000 \text{ млн. ккал/год}$$

Выработка электроэнергии

$$\mathcal{Q}_{\text{комб}} = \omega Q_{\text{отб}} = 244 \cdot 276 \, 000 = 67,4 \cdot 10^6 \text{ квтч/год.}$$

При $\mathcal{Q}_{\text{разд}} = \mathcal{Q}_{\text{комб}}$ расход условного топлива на выработку электроэнергии

$$B_{\text{разд}}^{\text{э}} = \frac{\mathcal{Q}_{\text{разд}}}{7 \, 000 \, \eta_{\text{к.у}}^{\text{ст}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{гек}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{тр}}} = 0,123 \frac{\mathcal{Q}_{\text{разд}}}{0,82 \cdot 0,438 \cdot 0,79 \cdot 0,93 \cdot 0,99} =$$

$$= 0,123 \frac{67,4 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 0,438 \cdot 0,79 \cdot 0,93 \cdot 0,99} = 31,7 \cdot 10^3 \text{ кг/год} = 31,7 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

где $\eta_{\text{т}} = \frac{H}{i_0 - i_{\text{п.в}}} = \frac{272}{772 - 150} = 0,438$ — термический к. п. д. цикла.

Расход топлива на выработку тепловой энергии при раздельном теплоэлектроснабжении

$$B_{\text{разд}}^{\text{т}} = \frac{Q_{\text{п}}}{\eta_{\text{г.к}}^{\text{м}} \eta_{\text{к.у}}^{\text{м}} 7 \, 000} = \frac{250 \, 000 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 0,6 \cdot 7 \, 000} = 143 \frac{250 \, 000}{0,98 \cdot 0,6} =$$

$$= 61 \cdot 10^3 \text{ кг/год} = 61 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Полный расход топлива при раздельной выработке тепла и электроэнергии

$$B_{\text{разд}} = B_{\text{разд}}^{\text{э}} + B_{\text{разд}}^{\text{т}} = (31,7 + 61,0) \cdot 10^3 = 92,7 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Расход топлива на выработку электроэнергии при комбинированном теплоэлектроснабжении

$$B_{\text{комб}}^{\text{э}} = 0,123 \frac{\mathcal{Q}_{\text{комб}}}{\eta_{\text{к.у}}^{\text{ст}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{гек}} \eta_{\text{мех}}} = 0,123 \frac{67,4 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 0,99 \cdot 0,93} =$$

$$= 10,9 \cdot 10^3 \text{ кг/год} = 10,9 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Расход топлива на выработку тепловой энергии при комбинированном теплоэлектроснабжении

$$B_{\text{комб}}^{\text{т}} = \frac{Q_{\text{отб}}}{\eta_{\text{к.у}}^{\text{ст}} \eta_{\text{т}} 7 \, 000} = \frac{10^6 \cdot 276 \, 000}{7 \, 000 \cdot 0,82 \cdot 0,99} = 143 \frac{276 \, 000}{0,82 \cdot 0,99} =$$

$$= 48,2 \cdot 10^3 \text{ кг/год} = 48,2 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Полный расход топлива при комбинированном теплоэлектроснабжении

$$B_{\text{комб}} = B_{\text{комб}}^{\text{э}} + B_{\text{комб}}^{\text{т}} = (10,9 + 48,2) \cdot 10^3 = 59,1 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

Экономия условного топлива благодаря переходу от раздельного способа теплоэлектроснабжения к комбинированному

$$B_{\text{эк}} = B_{\text{разд}} - B_{\text{комб}} = (92,7 - 59,1) \cdot 10^3 = 33,6 \cdot 10^3 \text{ т/год}$$

может быть представлена в виде суммы экономий топлива вследствие централизации выработки пара (котельная ТЭЦ вместо местных котельных), равной

$$B_{\text{эк}}^{\text{п}} = B_{\text{разд}}^{\text{т}} - B_{\text{комб}}^{\text{т}} = 61 \cdot 10^3 - 48 \cdot 10^3 = 13 \cdot 10^3 \text{ т/год,}$$

и экономии вследствие использования принципа теплофикации (подача потребителям отбираемого из турбины, а не свежего пара)

$$B_{\text{эк}}^{\text{т}} = B_{\text{разд}}^{\text{э}} - B_{\text{комб}}^{\text{э}} = 31,7 \cdot 10^3 - 10,9 \cdot 10^3 = 20,6 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

а именно в виде:

$$B_{\text{жк}} = B_{\text{жк}}^{\text{ч}} + B_{\text{жк}}^{\text{м}} = 13 \cdot 10^3 + 20,6 \cdot 10^3 = 33,6 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Отношение расхода топлива при теплофикации к расходу его при раздельном теплоснабжении

$$\frac{B_{\text{комб}}}{B_{\text{раз}}} = \frac{59\,100}{92\,700} = 0,638,$$

т. е. экономия топлива от теплофикации составляет в данном случае около 36% расхода его при раздельном теплоснабжении (вообще же она находится в пределах 30—40%). Отсюда видно явное преимущество комбинированного способа теплоснабжения, широко распространенного в СССР, что стало возможным только при плановом социалистическом энергостроительстве.

В условиях данной задачи сравниваются раздельный и комбинированный способы теплоснабжения при получении электроэнергии от одних и тех же турбин ТЭЦ. Таким образом, электроэнергия, получаемая конденсационным способом на ТЭЦ как при наличии отбора пара (сверх выработки ее на тепловом потреблении), так и при раздельной ее выработке, получается при одном и том же внутреннем отношении к, п. д. турбин. В тех случаях, когда при переходе от раздельного теплоснабжения к комбинированному конденсационные турбины заменяются турбинами с отбором пара, у которых величина η_{oi} при прочих равных условиях меньше, чем у турбин конденсационных, из величины экономии топлива, вычисленной способом, указанным в решении задачи, необходимо вычесть увеличение расхода топлива в системе на выработку конденсационной части электроэнергии, вызываемое этим обстоятельством и вычисляемое по формуле

$$\Delta B = \mathcal{E}_{\text{тэц}}^{\text{к}} (b_{\text{тэц}}^{\text{к}} - b_{\text{конд}}) \text{ кг},$$

где $\mathcal{E}_{\text{тэц}}^{\text{к}}$ — выработка электроэнергии на ТЭЦ конденсационным способом, *квтч*;

$b_{\text{тэц}}^{\text{к}}$ — удельный расход топлива на выработку электроэнергии конденсационным способом на ТЭЦ, *кг/квтч*;

$b_{\text{конд}}$ — то же на конденсационной электростанции, *кг/квтч*.

Таким образом, если принять, что выработка электроэнергии на тепловом потреблении, указанном в условиях данной задачи, составляет 30%, всей выработки ее на ТЭЦ, т. е. выработанная конденсационным способом электроэнергия

$$\frac{\mathcal{E}_{\text{тэц}}^{\text{к}}}{0,3} = \frac{67,4 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{0,3} = 157,27 \cdot 10^6 \text{ квтч},$$

и что для конденсационных турбин $\eta_{oi}^{\text{к}} = 0,83$, то при замене конденсационных турбин турбинами с отбором пара из экономии топлива от комбинированного теплоснабжения необходимо вычесть увеличение расхода топлива в системе:

$$\begin{aligned} \Delta B &= \frac{0,123 \mathcal{E}_{\text{тэц}}^{\text{к}}}{\eta_{\text{к.у}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{гек}}} \left(\frac{1}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}^{\text{к}}} \right) = \frac{0,123 \cdot 157,27 \cdot 10^6}{0,82 \cdot 0,99 \cdot 0,438 \cdot 0,93} \times \\ &\times \left(\frac{1}{0,79} - \frac{1}{0,83} \right) = 3\,500\,000 \text{ кг} \cdot \text{год} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}. \end{aligned}$$

При этом экономия топлива уменьшится до величины

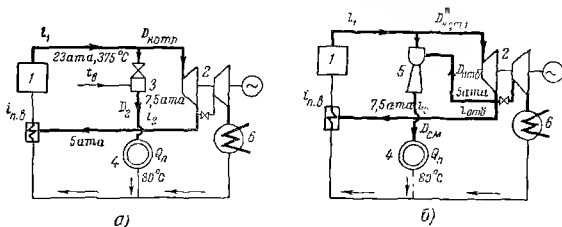
$$B'_{\text{эж}} = B_{\text{жк}} - \Delta B = 33,6 \cdot 10^3 - 3,5 \cdot 10^3 = 30,1 \cdot 10^3 \text{ т/год, т. е. на } 9,45\%.$$

3-22. При переходе от теплоснабжения от индивидуальных местных котельных к теплоснабжению от центральной котельной расходы топлива будут находиться в соотношении

$$\frac{B_{\text{л}}}{B_{\text{м}}} = \frac{\eta_{\text{к.у}}^{\text{м}} \eta_{\text{с}}^{\text{м}}}{\eta_{\text{к.у}}^{\text{л}} \eta_{\text{с}}} = \frac{0,6 \cdot 0,98}{0,80 \cdot 0,92} = 0,8.$$

Таким образом, при условиях задачи 3-21

$$B_{\text{л}} - 0,8 B_{\text{жк}} = 0,8 \frac{Q_{\text{н}}}{7000 \eta_{\text{с}}^{\text{м}} \eta_{\text{к.у}}^{\text{м}}} = \frac{0,8 \cdot 250\,000 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 0,6 \cdot 7\,000} = 0,8 \cdot 143 \times \\ \times \frac{250\,000}{0,98 \cdot 0,6} = 0,8 \cdot 61 \cdot 10^6 = 48,6 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 48,6 \cdot 10^3 \text{ т/год}$$



Фиг. 3-8. Схемы теплоснабжения.

а — увлажненным и редуцированным паром из котельной; б — при помощи пароструйного компрессора. 1 — котельная; 2 — турбина с отбором пара; 3 — редукционно-охлаждающая установка; 4 — потребитель тепла; 5 — пароструйный компрессор; 6 — конденсатор турбины.

и экономия топлива от централизации теплоснабжения получается равной 20%, расхода топлива, а именно $12,4 \cdot 10^3 \text{ т/год}$.

Из решений задач 3-21 и 3-22 видно, что простая централизация теплоснабжения дает экономии топлива только за счет лучшего к. п. д. крупных котельных с совершенными методами сжигания топлива сравнительно с к. п. д. мелких котельных и что эта экономия значительно меньше экономии, получаемой при централизованном теплоснабжении от ТЭЦ, т. е. при использовании пара из отборов или противодавления турбин, поскольку при этом вместо конденсационной выработки электроэнергии получается выработка ее на базе теплового потребления.

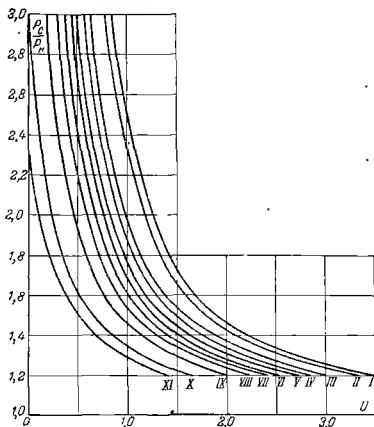
3-23. а) Определяем расход увлажненного пара из котельной. Тепло-содержание его при $p_2 = 7,5 \text{ атм}$ ($i'_2 = 168,5 \text{ ккал/кг}$) и $t_2 = 260^\circ \text{С}$ равно $i_2 = 709,6 \text{ ккал/кг}$.

Расход увлажненного пара

$$D_2 = \frac{Q_{\text{н}}}{i_2 - i_{\text{конд}}} = \frac{6,3 \cdot 10^6}{709,6 - 80} = 10\,000 \text{ кг/час.}$$

Для вычисления расхода пара из котельной при работе по схеме фиг. 3-8,а находим (см. задачу 4-1) удельный расход увлажняющей воды на 1 кг свежего пара из котельной:

$$z = \frac{i_1 - i_2}{i_2' - t_s + \varphi(i_2 - i_2')} = \frac{763 - 709,6}{168,5 - 100 + 0,75(709,6 - 168,5)} = 0,113 \text{ кг/кг.}$$



Фиг. 3-9. Диаграмма ВТИ для определения коэффициента инжекции.
I — $\alpha = p_p / p_k = 75$; II — $\alpha = 50$; III — $\alpha = 25$; IV — $\alpha = 20$; V — $\alpha = 15$; VI — $\alpha = 12$; VII — $\alpha = 10$; VIII — $\alpha = 8$; IX — $\alpha = 6$; X — $\alpha = 4$; XI — $\alpha = 3,2$.

Полный расход увлажняющей воды

$$W = \frac{D_2 z}{1 + \varphi z} = \frac{10\,000 \cdot 0,113}{1 + 0,75 \cdot 0,113} = 1\,042 \text{ кг/час.}$$

Расход свежего пара из котельной (без учета расхода пара на турбину):

$$D'_{\text{котл}} = \frac{W}{z} = \frac{1\,042}{0,113} = 9\,230 \text{ кг/час.}$$

Соответствующий расход условного топлива

$$B_1 = \frac{D'_{\text{котл}}(i_1 - i_{\text{пв}})}{7\,000 \eta_{\text{к.у}}} = \frac{9\,230(763 - 150)}{7\,000 \cdot 0,82} = 986 \text{ кг/час.}$$

Для вычисления расхода пара из котельной и отбора из турбины при теплоснабжении от пароструйного компрессора (фиг. 3-8,б) находим для него коэффициент инжекции, т. е. количество инжектируемого пара (5 атa) на 1 кг рабочего пара (23 атa), пользуясь диаграммой ВТИ (фиг. 3-9)

на которой коэффициент инжекции μ определяют в зависимости от степени расширения рабочего пара p_p/p_n и необходимой степени сжатия p_c/p_n , где p_n — давление сжимаемого пара. Для наших условий

$$\frac{p_c}{p_n} = \frac{7,5}{5} = 1,5 \quad \text{и} \quad \frac{p_p}{p_n} = \frac{23}{5} = 4,6 \quad \text{и коэффициент инжекции} \quad \mu = 0,75.$$

Теплосодержание сжатого пара после диффузора находим из уравнения смешения:

$$i_c = \frac{i_1 + \mu i_{отб}}{1 + \mu} = \frac{763 + 0,75 \cdot 710}{1,75} = 740 \text{ ккал/кг.}$$

Расход сжатого пара, идущего к потребителям,

$$D_{см} = \frac{Q_n}{i_c - i_{холод}} = \frac{6,3 \cdot 10^6}{740 - 80} = 9530 \text{ кг/час.}$$

Расход свежего пара из котельной на компрессор

$$D_{св}^k = \frac{D_{см}}{1 + \mu} = \frac{9530}{1,75} = 5440 \text{ кг/час.}$$

Расход пара из отбора турбины

$$D_{отб} = \mu D_{св}^k = 0,75 \cdot 5440 = 4080 \text{ кг/час.}$$

При сохранении неизменной электрической мощности турбины увеличение расхода свежего пара на турбину

$$D_{св}^m = \mu D_{отб} = 0,74 \cdot 4080 = 3020 \text{ кг/час.}$$

Полный расход свежего пара из котельной, обусловленный теплоснабжением,

$$D_{котл}'' = D_{св}^k + D_{св}^m = 5440 + 3020 = 8460 \text{ кг/час.}$$

Соответствующий расход топлива

$$B_2 = \frac{8460(763 - 150)}{7000 \cdot 0,82} = 910 \text{ кг/час.}$$

Экономия топлива сравнительно с расходом его при теплоснабжении свежим увлажненным паром

$$B_{эк}' = B_1 - B_2 = 936 - 910 = 26 \text{ кг/час.}$$

б) При увеличении электрической мощности турбины соответственно увеличению расхода отбираемого пара на величину $D_{отб}$ кг/час полный расход пара из котельной, обусловленный теплоснабжением,

$$D_{котл}''' = D_{св}^k + D_{отб} = 5440 + 4080 = 9520 \text{ кг/час.}$$

Соответствующий расход топлива

$$B_3 = \frac{9520(763 - 150)}{7000 \cdot 0,82} = 1020 \text{ кг/час.}$$

Экономия топлива на ТЭЦ сравнительно с его расходом при теплоснабжении увлажненным свежим паром

$$B_{эк}^{тэц} = B_1 - B_3 = 986 - 1020 = -34 \text{ кг/час.}$$

т. е. имеется перерасход топлива.

Однако при этом мощность турбины увеличится на

$$N_{отб} = \frac{D_{отб} h'_0 \eta'_{отб}}{860} = 175 \text{ кВт}$$

и на эту же величину может быть уменьшена конденсационная мощность в энергосистеме. При выработке конденсационной мощности с к. п. д., равным 0,215, удельный расход условного топлива

$$b_{конд}^{усл} = \frac{860}{7000 \cdot 0,245} = 0,5 \text{ кг/квтч}$$

и соответствующая экономия топлива в системе

$$B_{эк}^c = N_{отб} b_{конд}^{усл} = 175 \cdot 0,5 = 87,5 \text{ кг/час.}$$

Суммарная экономия топлива в системе и на ТЭЦ

$$B_{эк}^{''} = B_{эк}^c + B_{эк}^{'''} = 87,5 + 34 = 121,5 \text{ кг/час.}$$

Разница в экономии топлива при работе с неизменной мощностью ТЭЦ и неизменной мощностью энергосистемы ($B_{эк}' = 76 \text{ т/час}$) и при работе с увеличенной мощностью ТЭЦ ($B_{эк}^{''} = 121,5 \text{ т/час}$) получается вследствие того, что выработка электроэнергии конденсационным способом на данной ТЭЦ с мало экономичными турбинами АП-2,5-1 происходит со значительно худшим к. п. д., чем в энергосистеме, а именно при удельном расходе условного топлива 0,65 кг/квтч вместо принятых для системы 0,5 кг/квтч. При равенстве этих удельных расходов экономия топлива была бы одинакова при обоих вариантах электрической нагрузки ТЭЦ.

3-24. Количество насыщенного пара, полученного из расширителя при давлении 1,2 ата,

$$d = \frac{D_{нр} (i_{1,2}' - i_{1,2}')}{i_{1,2}'' - i_{1,2}'} = \frac{0,03 \cdot 200 (0,98 \cdot 258 - 104,2)}{640 - 104,2} = 1,67 \text{ т/час, что составляет } 27,8\% \text{ от } D_{нр}$$

Это количество пара при том же потреблении тепла из отбора уменьшает расход отбираемого пара на величину

$$D_{отб}^{эк} = d \frac{i_{1,2}''}{i_{отб}} = 1,670 \frac{640}{660} = 1,620 \text{ кг/час.}$$

При условии постоянства электрической мощности турбины расход свежего пара из котельной на турбину уменьшится на величину

$$D_{эк} = \gamma D_{отб}^{эк} = 0,38 \cdot 1,620 = 0,616 \text{ кг/час.}$$

Экономия условного топлива

$$B_{эк} = \frac{D_{эк} (i_{к.п} - i_{п.в})}{7000 \eta_{к.п}} = \frac{0,616 (796 - 152)}{7000 \cdot 0,86} = 0,16 \text{ кг/час.}$$

3-25. а) Экономия топлива при использовании отработавшего пара для теплового потребления.

При отсутствии переохлаждения конденсата пара в отопительных подогревателях расход $D_{эк} \text{ кг/час}$ редуцированного до 1,4 ата пара из котель-

ной, заменяемого отработавшим паром молотов, определяем при том же расходе тепла на отопление из равенства

$$D_{\text{эк}} = D_{\text{ж}} \frac{i_{\text{ж}} - i'_{1,4}}{i_{\text{ж}} - i'_{1,4}} = 35 \frac{690,8 - 108,9}{778 - 108,9} = 30,4 \text{ т/час},$$

что даст экономию условного топлива

$$B_{\text{эк}} = \frac{D_{\text{эк}} (i_{\text{ж}} - i_{\text{н.в}})}{7000 \eta_{\text{к.у}}} = \frac{30,4 (778 - 150)}{7000 \cdot 0,82} = 2,22 \text{ т/час}.$$

б) Экономия топлива при использовании отработавшего пара для выработки электрической энергии.

Коэффициент η , учитывающий долю полезного теплоперепада в турбине, используемую отработавшим паром, определяем из равенства (при $\eta_{\text{оз}} = \text{const}$ для всех ступеней турбины)

$$\eta = \frac{h_2}{H} = \frac{115}{272} = 0,423.$$

Расход свежего пара на турбину при использовании в ней отработавшего пара в количестве $D_{\text{ж}} = 35 \text{ т/час}$

$$D_{\text{т}} = D_0 - \eta D_{\text{ж}} = D_0 - 0,423 \cdot 35 \text{ т/час},$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину при работе ее с той же электрической мощностью, но без использования отработавшего пара. Экономия свежего пара из котельной

$$D'_{\text{эк}} = D_0 - D_{\text{т}} = \eta D_{\text{ж}} = 0,423 \cdot 35 = 14,8 \text{ т/час}.$$

Экономия условного топлива

$$B'_{\text{эк}} = \frac{D'_{\text{эк}} (i_{\text{ж}} - i_{\text{н.в}})}{7000 \eta_{\text{к.у}}} = \frac{14,8 (778 - 150)}{7000 \cdot 0,82} = 1,62 \text{ т/час},$$

т. е. 46,8% от $B_{\text{эк}}$ при использовании отработавшего пара для нагревательных целей.

При решении задачи пренебрегаем небольшой разницей между $i_{\text{ж}}$ и теплосодержанием пара в ступени турбины с $p = 1,4 \text{ атм}$. Необходимо иметь в виду, что подвод постороннего пара в промежуточную ступень турбины не допускается без установки автоматического запорного клапана, действующего одновременно с закрытием стопорного клапана турбины. Это необходимо во избежание недопустимого повышения числа оборотов турбины при закрытии стопорного клапана под действием предельного регулятора числа оборотов турбины («скоростного автомата»).

В случае, когда отработавший пар используется в специальной турбине мягого пара, принцип решения задачи не изменяется, только величина η определяется по формуле

$$\eta = \frac{h_{\text{ж}} \eta_{\text{оз}}^{\text{м}}}{H_{\text{с.оз}}},$$

где $h_{\text{ж}}$ и $\eta_{\text{оз}}^{\text{м}}$ — адиабатическое теплопадение в турбине мягого пара и ее относительный электрический к. п. д.;

H и $\eta_{\text{оз}}$ — те же величины для турбин, работающих параллельно с турбиной мягого пара (установленных на заводской станции или в энергосистеме).

Общая потребность в электрической мощности при решении задачи должна считаться постоянной.

3-26. При отсутствии переохлаждения конденсата пара у потребителей расход отборного пара, вытесняемого отработавшим паром, определяется из равенства

$$D_{отб}^{э\kappa} = D_{\kappa} \frac{i_{\kappa} - i'_{1,4}}{i_{отб} - i'_{1,4}} = 35 \frac{690,8 - 108,9}{646 - 108,9} = 38 \text{ т/час.}$$

Уменьшение расхода свежего пара из котельной на турбину при той же электрической мощности ее

$$D_{э\kappa} = y D_{отб}^{э\kappa} = 0,123 \cdot 38 = 16,06 \text{ т/час*}.$$

Экономия условного топлива

$$B_{э\kappa} = \frac{D_{э\kappa} (i_{\kappa} - i_{п.в})}{7000 \eta_{\kappa.у}} = \frac{16,06 (778 - 150)}{7000 \cdot 0,82} = 1,76 \text{ т/час.}$$

Сравнивая ее с экономией топлива при замене отработавшим паром молотов свежего пара из той же котельной (см. решение задачи 3-25, п. а"), видим, что в данном случае экономия меньше (но все же имеется). Поэтому не должно быть сомнений в целесообразности замены отбираемого из турбины пара отработавшим паром производственных механизмов.

3-27. Пользуясь величиной $\tau_{от} = 0,8$ и определенными по i -диаграмме теплосодержаниями в отдельных отсеках турбины, находим теплосодержания пара $i_1^{отб} = 702 \text{ ккал/кг}$, $i_2^{отб} = 615 \text{ ккал/кг}$ и при выходе из турбины в конденсатор $i_2 = 553 \text{ ккал/кг}$. Рассчитываем тепловую схему станции без учета потерь пара и конденсата и продувки котлов.

1. Расчет тепловой схемы при наличии регенеративного подогревателя № 2.

Составляем тепловой баланс узла дегазер — подогреватель высокого давления, что возможно, поскольку оба аппарата греются паром из одного и того же отбора с $p_1^{отб} = 6 \text{ атм}$:

$$(D_1^{отб} + D_2^{отб} + D_{\kappa}) i_{п.в} = D_1^{отб} i_1^{отб} + D_2^{отб} i_2^{отб} + D_{\kappa} 35,$$

или

$$(D_1^{отб} + D_2^{отб} + D_{\kappa}) 152 = 702 D_1^{отб} + 615 D_2^{отб} + 35 D_{\kappa}. \quad (3-4)$$

Расход пара из второго отбора на подогреватель № 2

$$D_2^{отб} = \frac{D_{\kappa} (70 - 35)}{i_2^{отб} - i'_{0,45}} = \frac{35 D_{\kappa}}{615 - 78,3} = 0,0653 D_{\kappa}. \quad (3-5)$$

Уравнение мощности турбины имеет вид:

$$860 N_{\kappa} = [D_1^{отб} (i_0 - i_1^{отб}) + D_2^{отб} (i_0 - i_2^{отб}) + D_{\kappa} (i_0 - i_1)] \eta_{э.м.}$$

Подставляя в него численные значения величин, имеем:

$$860 \cdot 12000 = [D_1^{отб} (788 - 702) + D_2^{отб} (788 - 615) + D_{\kappa} (788 - 553)] 0,94,$$

* Приведенный в задачах 3-24—3-26 способ вычисления $D_{э\kappa}$ правильного замена отбираемого из турбины пара отработавшим паром не изменяет величин других отборов, например регенеративных, и на если этим изменением можно пренебречь. В противном случае необходим сравнительный расчет тепловой схемы станции при обоих режимах работы (см. задачу 3-27).

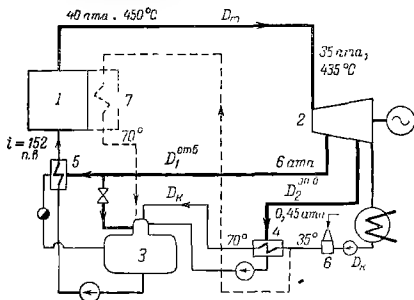
или

$$10,97 \cdot 10^6 = 86 D_1^{омб} + 173 D_2^{омб} + 235 D_k. \quad (3-6)$$

Из совместного решения (3-4), (3-5) и (3-6) получаем $D_1^{омб} = 5,975 \text{ т/час}$; $D_2^{омб} = 2,785 \text{ т/час}$ и $D_k = 42,6 \text{ т/час}$, откуда $D_m = D_1^{омб} + D_2^{омб} + D_k = 51,36 \text{ т/час}$.

Расход топлива

$$B_1 = \frac{D_m (i_k - i_{н.в})}{Q_{н.в}^p \eta_{к.в}} = \frac{51,36 (795 - 152)}{5660 \cdot 0,85} = 6,85 \text{ т/час}.$$



Фиг. 3-10. Принципиальная схема станции с подогревом питательной воды в экономайзере низкого давления.

1 — котел на 40 атм; 2 — турбина с $N_k = 12100 \text{ кат}$; 3 — дегазер; 4 — подогреватель высокого давления; 5 — подогреватель низкого давления; 6 — эжекторный подогреватель; 7 — экономайзер низкого давления.

2. Расчет тепловой схемы при замене регенеративного подогревателя № 2 экономайзером низкого давления (см. пункт на схеме фиг. 3-10).

Уравнение теплового баланса для узла дегазер — подогреватель высокого давления имеет вид:

$$(D_1^{омб} + D_k) i_{н.в} = D_1^{омб} i_1^{омб} + D_k' 70.$$

или

$$(D_1^{омб} + D_k') 152 = 702 D_1^{омб} + 70 D_k'. \quad (3-7)$$

Уравнение мощности турбины будет:

$$860 N_k = [D_1^{омб} (i_0 - i_1^{омб}) + D_k' (i_3 - i_2)] \eta_{к.в.}$$

или

$$860 \cdot 12000 = [D_1^{омб} (788 - 702) + D_k' (788 - 553)] 0,94,$$

иначе:

$$10,97 \cdot 10^6 = 86 D_1^{омб} + 235 D_k'. \quad (3-8)$$

Из совместного решения уравнений (3-7) и (3-8) $D_1^{pm} = 6,411 \text{ т/час}$ и $D'_k = 43 \text{ т/час}$. Расход пара на турбину $D'_m = D_1^{pm} + D'_k = 49,411 \text{ т/час}$.

Расход топлива

$$B_2 = \frac{D'_m (i_{n.s})}{Q_k \eta_{k.y}} = \frac{49,411 (795 - 152)}{5660 \cdot 0,85} = 6,61 \text{ т/час}.$$

Экономия топлива от использования тепла уходящих газов для подогрева питательной воды

$$B_{эк} = B_1 - B_2 = 6,85 - 6,61 = 0,24 \text{ т/час}.$$

3. Иногда выгоду от использования тепла уходящих газов для подогрева питательной воды оценивают фиктивным увеличением к. п. д. котельной установки, относя использованное тепло уходящих газов к процессу получения пара в котле.

В условиях данной задачи дополнительно использованное тепло уходящих газов

$$Q_{газ}^{доп} = D'_k (70 - 35) = 43 \cdot 000 \cdot 35 = 1\,505\,000 \text{ ккал/час},$$

что при расходе топлива $B_2 = 6610 \text{ кг/час}$ составляет на 1 кг топлива:

$$q = \frac{Q_{газ}^{доп}}{B_2} = \frac{1\,505\,000}{6610} = 227,5 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент полезного действия котельной установки увеличивается при этом на

$$\Delta \eta_{k.y} = \frac{q \cdot 100}{Q_k^p} = \frac{227,5}{5660} \cdot 100 = 4\%,$$

т. е. до $\eta'_{k.y} = 85 + 4 = 89\%$.

Определяем расход топлива в котельной при помощи этого к. п. д., учитывающего тепло, полученное в газоходе котла. Теплосодержание питательной воды следует принять равным $i'_{n.s} \quad 152 - 35 = 117 \text{ ккал/кг}$, где 35 ккал/кг — повышение теплосодержания воды в экономайзере низкого давления. Расход топлива при этом получается равным

$$B'_2 = \frac{D'_m (i_k - i'_{n.s})}{Q_k^p \eta'_{k.y}} = \frac{49,411 (795 - 117)}{5660 \cdot 0,89} = 6,605 \text{ т/час}$$

и экономия топлива

$$B'_{эк} = B_1 - B'_2 = 6,85 - 6,65 = 0,2 \text{ т/час}$$

оказывается близкой к $B_{эк} = 0,24 \text{ т/час}$, определенной ранее по более точному способу.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ. СТАНЦИОННЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Задача 4-1. Определить потребные количества увлажняющей воды и первичного пара для редукционно-охладительной установки, отпускаяющей потребителям $D_2 = 3\,000$ кг/час пара с параметрами $p_2 = 10$ атм; $t_2 = 260^\circ\text{C}$; $i_2 = 708$ ккал/кг. При $p_2 = 10$ атм теплосодержание кипящей воды $i'_2 = 181$ ккал/кг. Параметры первичного пара: $p_1 = 23$ атм; $t_1 = 375^\circ\text{C}$; $i_1 = 763$ ккал/кг. Доля испаряющейся в охладительной установке воды $\varphi = 0,73$ [в дренаж сливается $(1 - \varphi) = 0,27$ поступающей в установку воды]. Температура охлаждающей воды $t_c = 101^\circ\text{C}$.

Задача 4-2. Решить задачу 4-1 при условии увлажнения вторичного пара с давлением 10 атм до паросодержания $x = 0,8$.

Задача 4-3. Для турбины АК-100-1, работающей с параметрами пара $p_0 = 29$ атм; $t_3 = 400^\circ\text{C}$ и $p_k = 0,04$ атм и четырехступенчатым регенеративным подогревом питательной воды, определить наиболее выгодное распределение подогрева между отдельными подогревателями. Конечная температура регенеративного подогрева 167°C .

Задача 4-4. У турбины АТ-25-1, работающей при $p_0 = 29$ атм; $t_0 = 400^\circ\text{C}$ и $p_k = 0,05$ атм с трехступенчатым регенеративным подогревом питательной воды, давление первого отбора $p'_{отб} = 6$ атм. Вторым подогревателем служит смешивающий дегазер, получающий пар из регулируемого отбора с давлением 1,2 атм. Определить конечную температуру подогрева и наиболее выгодное давление отбора для подогревателя низкого давления № 3. Недогрев воды в поверхностных подогревателях до температуры насыщения греющего пара принять равным 8°C .

Задача 4-5. Определить количество пара D , необходимое для дегазации $W = 100$ т/час воды с температурой $t = 75^\circ\text{C}$ в смешивающем дегазере с давлением 1,2 атм. Пар для дега-

воды $s_g = 100 \text{ мг/кг}$ и влажность пара, получаемого из обеих ступеней, $\omega = 0,01$.

Задача 4-9. Конденсат паровой турбины подогревается в подогревателе низкого давления паром, отбираемым из турбины и имеющим при ее номинальной электрической мощности $12\,000 \text{ кВт}$ давление $0,6 \text{ атм}$. Конденсат поступает в подогреватель из охладителей эжекторов с температурой 36°C , принимаемой приблизительно постоянной при уменьшении нагрузки турбины благодаря соответственному нагрузке увеличению рециркуляции конденсата из главной конденсатной линии после эжекторов в конденсатор, что всегда предусматривается заводскими схемами во избежание понижения вакуума при малых нагрузках турбины. Определить, при какой нагрузке турбины подогреватель низкого давления может быть выключен вследствие его бесполезности. Решить эту же задачу при условии, что отсос воздуха из конденсатора производится водоструйными эжекторами.

Задача 4-10. Вычислить часовую экономию в расходе тепла на 1 кВт внутренней мощности турбины от промежуточного перегрева пара без учета падения давления и потерь тепла в паропроводах. Начальные параметры пара: $p_1 = 100 \text{ атм}$ и $t_1 = 450^\circ \text{C}$. Давление в конденсаторе равно $0,04 \text{ атм}$. Внутренний относительный к. п. д. $\eta_{oi} = 0,8$. Отъем пара для перегрева производится при 18 атм ; перегрев доводится до начальной температуры. Определить также уменьшение конечной влажности пара. Теплосодержание питательной воды принять $i_{n.в} = 29 \text{ ккал/кг}$.

Задача 4-11. Решить задачу 4-10 при отъеме пара для промежуточного перегрева при $1,0 \text{ атм}$ и перегреве до 200°C .

Задача 4-12. а) Определить расчетную тепловую производительность основных и пиковых пароводяных станционных подогревателей при следующих условиях.

Максимальное потребление тепла $Q_{\text{макс}} = 6,0 \text{ млн. ккал/час}$ (соответствует расчетной наружной температуре $t_{\text{нар}}^{\text{расч}} = -30^\circ \text{C}$); график температур горячей и обратной воды изображен на фиг. 4-2; регулирование отпуска тепла — качественное. Давление пара, отбираемого из турбины для основных подогревателей, $p_{\text{отб}} = 1,2 \text{ атм}$ ($t_n = 104^\circ \text{C}$) и не может быть повышено. Определить также тепловую нагрузку основных подогревателей при $t_{\text{нар}}^{\text{расч}} = -30^\circ \text{C}$.

б) Решить задачу при возможности повышения давления отбираемого пара до $2,5 \text{ атм}$ ($t_n = 127^\circ \text{C}$).

Задача 4-13. При условиях задачи 4-12 и годовом отпуске тепла, изображенном графиком (фиг. 4-3,а), определить графи-

чески годовые количества тепла, отпускаемые основными и пиковыми подогревателями, а также выработку электроэнергии на тепловом потреблении для двух случаев:

а) при давлении греющего отборного пара не более 1,2 *атм*;

б) при возможности регулирования давления греющего пара в пределах 1,2 ÷ 2,5 *атм*, т. е. при возможности нагрева воды в основных подогревателях до $t_{2,3}^* - \delta = 127 - 9 = 118^\circ\text{C}$.

Турбины работают с параметрами пара $p_0 = 29 \text{ атм}$; $t_0 = 400^\circ\text{C}$ и $p_k = 0,05 \text{ атм}$. Относительный внутренний к. п. д. ступеней турбины, лежащих до отбора пара, $\eta_{\text{от}} = 0,82$; произведение $\eta_{\text{от}} \eta_{\text{мех}} = 0,93$. Теплосодержание конденсата пара при выходе из стационарной подогревательной установки 95°C . Коэффициент полезного действия подогревательной установки $\eta_n = 0,98$.

Задача 4-14. Для условий первой части задачи 4-12 определить:

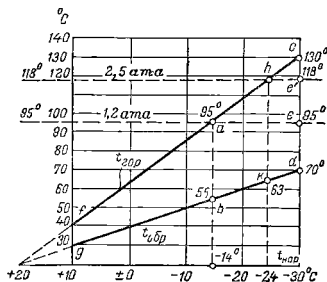
а) Максимальные (расчетные) количества пара, требуемые основными и пиковыми подогревателями. Теплосодержание отборного пара с давлением 1,2 *атм* $i_{\text{отб}} = 710 \text{ ккал/кг}$; теплота жидкости при этом давлении $i'_{\text{отб}} = 101 \text{ ккал/кг}$. Для пиковых подогревателей пар с $p = 4,8 \text{ атм}$ и $t = 220^\circ\text{C}$ подается из котлов через редукционно-охладительную установку. Температура конденсата греющего пара после охладителя 2 принята 75°C .

б) Количество тепла, передаваемое воде в основных подогревателях и охладителе 2 при расчетных условиях.

в) Расход пара на основные подогреватели при $t_{\text{нар}}^{\text{расч}} = -30^\circ\text{C}$.

Сравнить полученный в п. „а“ расход пара на пиковые подогреватели с расходом его при увлажнении до прежней температуры 220°C , но при редуцировании давления до 10 *атм* вместо 4,8 *атм*. Схема подогревательной установки изображена на фиг. 4-4.

Задача 4-15. Для графика отпуска тепла, изображенного на фиг. 4-5, а (график тот же, что и на фиг. 4-3, а для задачи 4-13),

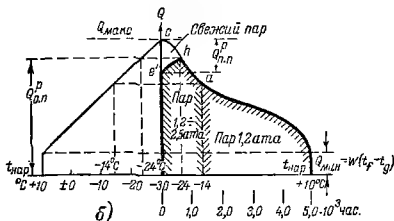
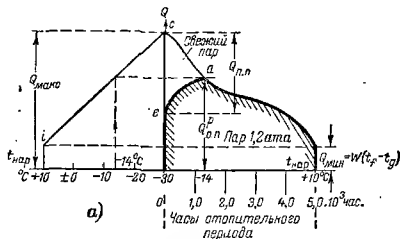


Фиг. 4-2. Температуры горячей и обратной воды в зависимости от температуры наружного воздуха.

определить количества тепла, отпускаемые за год основными и пиковыми подогревателями, а также расчетные часовые количества тепла для пиковых подогревателей при давлении греющего отбираемого пара 1,2÷2,5 *ата* и двух вариантах графика температур воды в сети: $t_{с,р}^{накс} = 130^\circ\text{C}$ и $t_{с,р}^{накс} = 150^\circ\text{C}$ (фиг. 4-5,б).

Потребление тепла при

$$t_{нар}^{расч} = -30^\circ\text{C} \quad Q_{макс} = 6,0 \text{ млн. ккал/час.}$$



Фиг. 4-3. Распределение отпуска тепла между основными и пиковыми подогревателями.

Максимальный нагрев воды в основных подогревателях возможен до 118°C (при давлении греющего пара 2,5 *ата* и недогреве $\delta = 9^\circ\text{C}$). Определить также:

а) уменьшение выработки электроэнергии на тепловом потреблении при переходе от графика $130 \div 70^\circ\text{C}$ к графику $150 \div 70^\circ\text{C}$ при тех же параметрах пара при входе в турбины и тех же к. п. д., что и в задаче 4-13;

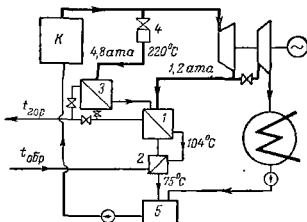
б) относительное уменьшение при этом расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя (ориентировочно);

в) относительное увеличение отпуска тепла при сохранении неизменным падения давления в сети, например, при повышении температуры воды в работающей тепловой сети.

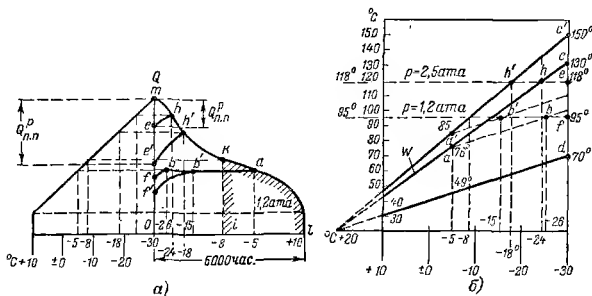
Задача 4-16. Для графиков отпуска тепла и температур сетевой воды, изображенных на фиг. 4-5, определить графически годовые количества тепла, отпускаемые пиковыми и основными подогревателями при максимально возможном отборе пара из турбины, соответствующем потребности в тепле при средней наружной температуре отопительного периода $t_{ср}^{от} = -5^\circ\text{C}$.

Максимальное давление греющего отборного пара $p = 1,2\text{ атa}$.

Задача 4-17. Годовой отпуск тепла со станции происходит по графику (фиг. 4-5а.). Определить изменение часового расхода условного топлива при расчетной наружной температуре $t_{расч} = -30^\circ\text{C}$ в случае повышения максимальной температуры горячей воды от 130 до 150°C (фиг. 4-5б.). Давление отборного пара для пиковых подогревателей $p_1 = 6,0\text{ атa}$, для основных $p_2 = 1,2\text{ атa}$. Параметры пара при входе в турбину: $p_0 = 29\text{ атa}$;



Фиг. 4-4. Принципиальная схема станции водоподогревательной установки. 1 — основной подогреватель; 2 — охладитель конденсата греющего пара; 3 — пиковый подогреватель; 4 — редукционно-охладительная установка; 5 — штатный бак или дегазер.



Фиг. 4-5. Графики температур горячей и обратной воды и отпуска тепла.

$t_0 = 425^\circ\text{C}$ и $i_0 = 788$ ккал/кг; давление в конденсаторе $p_k = 0,04$ атм. Давление пара при выходе из коглов $p_1 = 32$ атм; $t_1 = 450^\circ\text{C}$. Теплосодержание питательной воды $i_{пв} = 120$ ккал/кг. Коэффициент полезного действия нетто котельной установки $\eta_{к.у}^* = 0,80$. Относительные к. п. д. для всех ступеней турбины $\eta_{oi} = 0,82$. Температура конденсата пара основных подогревателей после охлаждения $t_k = 80^\circ\text{C}$. Конденсат пара из пиковых подогревателей направляется в дегазёр питательной воды. Коэффициент полезного действия подогревателей $\eta_n = 0,98$.

Теплосодержание пара, выходящего из котла, $i_k = 802$ ккал/кг.

Задача 4-18. Тепловая производительность отопительного отбора пара с $p_{отб} = 1,2 - 2,5$ атм полностью используется при $t_{нар} = -14^\circ\text{C}$ (расчетная температура тепловой загрузки отбора, называемая также „расчетной температурой ТЭЦ“). Повышение температуры воды в основных подогревателях при $t_{нар}$, меньших -14°C , происходит при постоянном ее нагреве $\Delta t = 95 - 55 - 10^\circ\text{C}$, т. е. по линии ae_1 , параллельной линии bd (фиг. 4-14, а), и равна 110°C при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ\text{C}$, для чего давление отбираемого пара постепенно повышается с 1,2 до ~ 2 атм.

Определить, как изменятся при повышении расчетной температуры тепловой загрузки отбора $t_{отб}^{расч}$ с -14 до -7°C :

а) расчетные тепловые производительности основных и пиковых подогревателей (при постоянной величине нагрева воды в них в пределах $t_{нар}$ от $t_{отб}^{расч}$ до $t_{нар}^{расч} = -30^\circ\text{C}$);

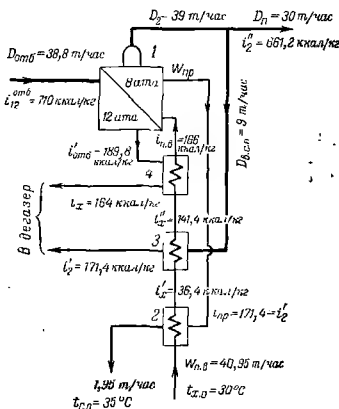
б) коэффициент теплофикации $\alpha_{тэц}$;

в) годовая выработка электроэнергии на тепловом потреблении при годовом графике отпуска тепла, изображенном на фиг. 4-14, б, одинаковом с графиком фиг. 4-4, а, и том же максимальном отпуске тепла для отопления $Q_{от}^{нагр} = 6 \cdot 10^6$ млн. ккал/час (при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ\text{C}$);

г) доля тепла свежего пара в общем годовом отпуске тепла.

Задача 4-19. Определить расход пара из отбора турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 90$ атм и $t_0 = 500^\circ\text{C}$ на паропреобразовательную установку, отпускающую при $p_n = 8$ атм внешним потребителям $D_n = 30$ т/час, а для восполнения внутростанционных потерь конденсата $D_{с.с.л.} = 0,06D$ т/час насыщенного пара. Расход пара на турбину $D_m = 150$ т/час. Продувку паропреобразователя принять равной 5% расхода его вторичного пара. Продувочная вода используется для нагрева питательной воды паропреобразователя

и сливается в канализацию. Охлаждение конденсата первичного пара и конденсация вторичного пара, отбираемого для восполнения внутростанционных потерь конденсата, производится питательной водой паропреобразователя. Начальная температура химически очищенной питательной воды $t_{x.o.} = 30^\circ\text{C}$. Разность температур насыщения греющего и вторичного пара



Фиг. 4-6. Схема паропреобразовательной установки.

1 — паропреобразователь 12/8 ата; 2 — охладитель промывочной воды; 3 — конденсатор пара, восполняющего внутростанционные потери конденсата; 4 — охладитель конденсата первичного (греющего) пара.

принять $\Delta t_n = 17,5^\circ\text{C}$. Определить также снижение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении вследствие наличия паропреобразователя. Принципиальная схема паропреобразовательной установки показана на фиг. 4-6.

Задача 4-20. На станции установлены турбины АП-2,5 по 2500 квт. Давление свежего пара при входе в турбины 21 ата, температура 350°C и теплосодержание 749 ккал/кг; $p_k = 0,04 \text{ ата}$. Рабочее давление в котлах 23 ата, температура пара 375°C и теплосодержание $i_x = 763 \text{ ккал/кг}$. Турбины имеют регулируемый отбор пара при 5 ата ($i_1' = 152 \text{ ккал/кг}$; $t_1' = 151^\circ\text{C}$) и нерегулируемый при 0,76 ата ($i_2' = 91 \text{ ккал/кг}$; $t_2' = 90^\circ\text{C}$).

$t_0 = 425^\circ \text{C}$ и $i_0 = 788 \text{ ккал/кг}$; давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \text{ атм}$. Давление пара при выходе из котлов $p_1 = 32 \text{ атм}$; $t_1 = 450^\circ \text{C}$. Теплосодержание питательной воды $i_{пв} = 120 \text{ ккал/кг}$. Коэффициент полезного действия всего котельной установки $\eta_{к.у} = 0,80$. Относительные к. п. д. для всех ступеней турбины $\eta_{от} = 0,82$. Температура конденсата пара основных подогревателей после охлаждения $t_k = 80^\circ \text{C}$. Конденсат пара из пиковых подогревателей направляется в дегазер питательной воды. Коэффициент полезного действия подогревателей $\eta_n = 0,98$.

Теплосодержание пара, выходящего из котла, $i_k = 802 \text{ ккал/кг}$.

Задача 4-18. Тепловая производительность отопительного отбора пара с $p_{отб} = 1,2 - 2,5 \text{ атм}$ полностью используется при $t_{нар} = -14^\circ \text{C}$ (расчетная температура тепловой загрузки отбора, называемая также «расчетной температурой ТЭЦ»). Повышение температуры воды в основных подогревателях при $t_{нар}$, меньших -14°C , происходит при постоянном ее нагреве $\Delta t = 95 - 55 = 40^\circ \text{C}$, т. е. по линии ag_1 , параллельной линии bd (фиг. 4-14, а), и равна 110°C при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$, для чего давление отбираемого пара постепенно повышается с 1,2 до $\sim 2 \text{ атм}$.

Определить, как изменятся при повышении расчетной температуры тепловой загрузки отбора $t_{отб}^{расч}$ с -14 до -7°C :

а) расчетные тепловые производительности основных и пиковых подогревателей (при постоянной величине нагрева воды в них в пределах $t_{нар}$ от $t_{отб}^{расч}$ до $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$);

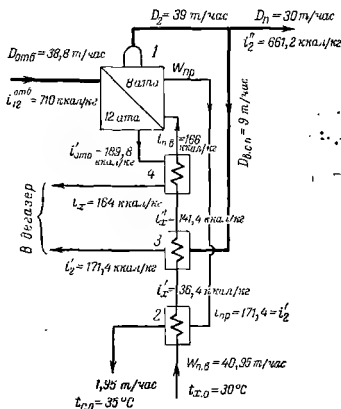
б) коэффициент теплофикации $\alpha_{тэц}$;

в) годовая выработка электроэнергии на тепловом потреблении при годовом графике отпуска тепла, изображенном на фиг. 4-14, б, одинаковом с графиком фиг. 4-4, а, и том же максимальном отпуске тепла для отопления $Q_{от}^{макс} = 6 \cdot 10^6 \text{ млн. ккал/час}$ (при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$);

г) доля тепла свежего пара в общем годовом отпуске тепла.

Задача 4-19. Определить расход пара из отбора турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 90 \text{ атм}$ и $t_0 = 500^\circ \text{C}$ на паропреобразовательную установку, отпускающую при $p_n = 8 \text{ атм}$ внешним потребителям $D_n = 30 \text{ м}^3/\text{час}$, а для восполнения внутростанционных потерь конденсата $D_{в.с.п.} = 0,06 \text{ Д м}^3/\text{час}$ насыщенного пара. Расход пара на турбину $D_m = 150 \text{ т/час}$. Продувку паропреобразователя принять равной 5% расхода его вогричного пара. Продувочная вода используется для нагрева питательной воды паропреобразователя

и сливается в канализацию. Охлаждение конденсата первичного пара и конденсация вторичного пара, отбираемого для восполнения внутростанционных потерь конденсата, производятся питательной водой паропреобразователя. Начальная температура химически очищенной питательной воды $t_{x,0} = 30^\circ\text{C}$. Разность температур насыщения греющего и вторичного пара



Фиг. 4-б. Схема паропреобразовательной установки.

1 — паропреобразователь 12,5 ата; 2 — охладитель питательной воды; 3 — конденсатор пара, восполняющего внутростанционные потери конденсата; 4 — охладитель конденсата первичного (греющего) пара.

принять $\Delta t_k = 17,5^\circ\text{C}$. Определить также снижение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении вследствие наличия паропреобразователя. Принципиальная схема паропреобразовательной установки показана на фиг. 4-б.

Задача 4-20. На станции установлены турбины АП-2,5 по 2500 квт. Давление свежего пара при входе в турбины 21 ата, температура 350°C и теплосодержание 749 ккал/кг ; $p_k = 0,04 \text{ ата}$. Рабочее давление в котлах 23 ата, температура пара 375°C и теплосодержание $i_k = 763 \text{ ккал/кг}$. Турбины имеют регулируемый отбор пара при 5 ата ($i_1' = 152 \text{ ккал/кг}$; $t_1' = 151^\circ\text{C}$) и нерегулируемый при 0,76 ата ($i_2' = 91 \text{ ккал/кг}$; $t_2' = 90^\circ\text{C}$).

Рассчитать тепловую схему станции (фиг. 4-7) для определения расходов пара из отборов, расхода его на турбину и из котельной и производительности химводоочистки. Расчет произведем для одной турбины при следующих условиях.

Электрическая нагрузка генератора $N_g = 2000$ квт. Потребителям тепловой энергии отпускаются: пар из отбора при 5 ата для производственных нужд в количестве 11 т/час, вода для отопления из подогревателей 3 для покрытия тепловой нагрузки $Q = 4$ млн. ккал/час и через редукционно-охладительную установку 10 пар из главной магистрали котельной в количестве 3 т/час. Доля испаряющейся в охладительной установке воды $\phi = 0,73$. Температура горячей воды, выходящей из подогревателей 130°С, обратной воды 70°С. Конденсат греющего пара подогревателей охлаждается в охладителе 4 до 80°С.

Параметры свежего пара котлов в редукционно-охладительной установке снижаются до 10 ата и 260°С ($i_2 = 708$ ккал/кг). Конденсат охлажденного свежего пара возвращается от потребителя в количестве 60%, конденсат отбираемого на производство пара — в количестве 50%. Температура возвращаемого конденсата в обоих случаях 80°С. Питательная вода, выходящая из смешивающего дегазера 12 с температурой 104°С, перед поступлением в котлы подогревается в подогревателе высокого давления 5 до 140°С паром из регулируемого отбора (5 ата).

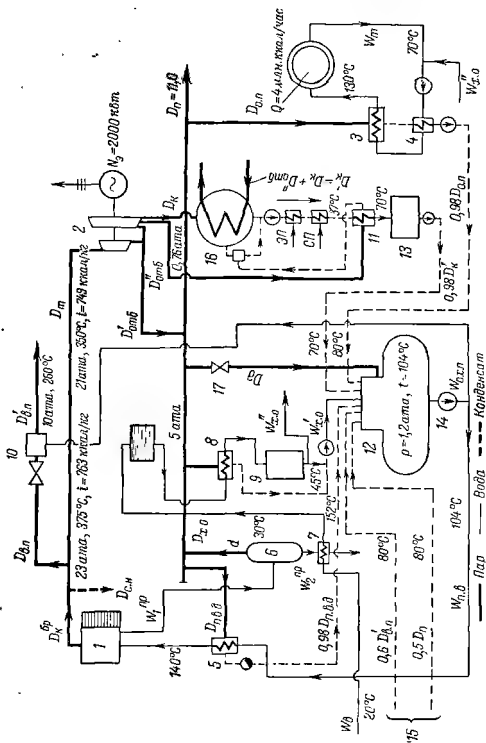
Котлы имеют непрерывную продувку в количестве 4 % вырабатываемого пара. Продувочная вода поступает в расширитель 6, присоединенный к магистрали регулируемого отбора пара. Вода, выходящая из расширителя, подогревает с 20 до 30°С в поверхностном подогревателе 7 сырую воду, поступающую в химводоочистку, и затем спускается в канализацию. Нагретая сырая вода поступает в поверхностный подогреватель 8, где она догревается до 45°С паром из регулируемого отбора, после чего направляется в водоочистку 9. Расход пара из котлов на собственные нужды и потери составляет 30% вырабатываемого пара.

Потери конденсата, выходящего из конденсатора и всех поверхностных теплообменных аппаратов, составляют 2%, кроме конденсата греющего пара подогревателя химводоочистки 8, возвращающегося полностью.

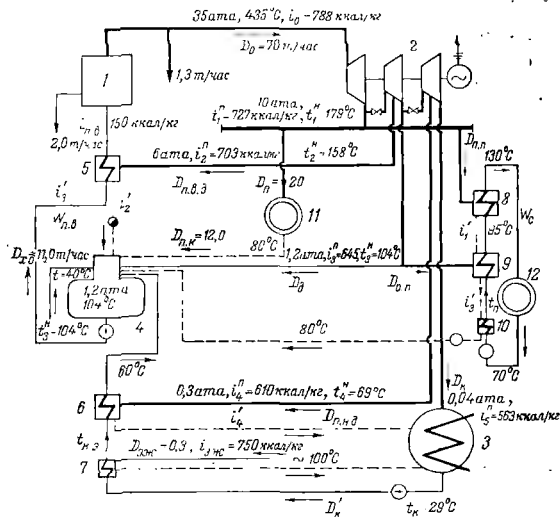
Конденсат турбины в подогревателях сальниковом и эжекторном нагревается до 37°С и затем в подогревателе низкого давления 11 до 70°С паром из нерегулируемого отбора (0,76 ата). Расходом пара на уплотнения и эжекторы в расчете пренебрегаем. Смесь конденсата и добавочной химически очищенной воды поступает в смешивающий дегазер 12 с давлением 1,2 ата,

Фиг. 4-7. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ.

1 — котел; 2 — турбина с отбором пара; 3 — подогреватель сырой воды; 4 — охладитель конденсата; 5 — подогреватель высокого давления; 6 — расширитель непрерывной продувки котла; 7 — подогреватель сырой воды продвухочной водой; 8 — подогреватель микропистекты; 9 — водоочистительная установка; 10 — редукционно охладительная установка; 11 — подогреватель низкого давления; 12 — деаэризатор; 13 — сборный промежуточный бак; 14 — питательный насос; 15 — возврат конденсата с производств; 16 — расширитель конденсата; 17 — редуктор БП, 2 атм.



где она нагревается до $\sim 104^\circ\text{C}$ паром из регулируемого отбора (5 ата), поступающим в дегазер через редукционный вентиль 17 (5/1,2 ата).



Фиг. 4-8. Принципиальная схема ТЭЦ с турбинами 12 000 квт с отборами пара.

1 — котел; 2 — турбина с двумя регулируемыми отборами пара и трехступенчатым регенеративным подогревом питательной воды; 3 — конденсатор; 4 — дегазер; 5 — подогреватель высокого давления; 6 — подогреватель низкого давления; 7 — подогреватель паром из эжекторов; 8 — пиковый подогреватель сетевой воды; 9 — основной подогреватель сетевой воды; 10 — охладитель конденсата греющего пара подогревателей; 11 — потребитель пара; 12 — потребители тепла горячей воды.

Потеря воды в теплофикационной сети составляет 1,5% циркулирующей воды и восполняется химически очищенной водой.

Задача 4-21. На ТЭЦ установлены турбины мощностью $N_k = 12\,000 \text{ квт}$ с регулируемыми отборами пара при 10 и 1,2 ата и тремя ступенями регенеративного подогрева питательной воды до $i_{n,6} = 150 \text{ ккал/кг}$: при 0,3; 1,2 и 6 ата.

Начальные параметры пара: $p_0 = 35 \text{ атм}$ и $t_0 = 435^\circ \text{С}$; давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \text{ атм}$. Теплосодержания отбираемого пара и температуры насыщенного пара при давлениях отборов указаны на принципиальной схеме ТЭЦ (фиг. 4-8).

Произвести расчет тепловой схемы для одной турбины и определить ее электрическую мощность при следующих условиях. Расход свежего пара на турбину 70 т/час . Потребителям тепла отпускается из одного регулируемого отбора 20 т/час пара с давлением 10 атм . Из другого регулируемого отбора пар с давлением $1,2 \text{ атм}$ для подогрева сетевой воды до 130°С подается в подогревательную установку, состоящую из основных и пиковых подогревателей. Потребление тепла в сети $Q = 12 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$. Конденсат пара из пиковых подогревателей поступает в основные подогреватели и вместе с их конденсатом направляется в охладитель, из которого при 80°С насосом подается в дегазер. Потеря воды с продувкой котлов равна $2,0 \text{ т/час}$. Расход пара из котлов, помимо турбины, $1,3 \text{ т/час}$; из него $0,3 \text{ т/час}$ расходуется эжекторами конденсатора турбины и из их охладителей поступает в конденсатор.

Невозврат конденсата от потребителей пара с давлением 10 атм составляет 40% расхода имн пара, т. е. $0,4 \cdot 20 = 8 \text{ т/час}$. Внутростанционными потерями конденсата пренебрегаем. Давление в дегазере $1,2 \text{ атм}$, чему соответствует температура воды в нем 104°С . После питательного насоса с давлением 45 атм теплосодержание воды увеличивается до $i = 105 \text{ ккал/кг}$. Температуру воды после регенеративных подогревателей, а также после основного подогревателя сетевой воды принять примерно на 10°С ниже температуры насыщенного пара при давлениях соответствующих отборов пара из турбины. Потеря тепла поверхностными подогревателями во внешнюю среду 2% , т. е. для всех поверхностных подогревателей $\eta_n = 0,98$. Для дегазера $\eta_d = 0,97$; для эжекторного подогревателя $\eta_{эж} = 0,99$.

В тепловой схеме (фиг. 4-8) для упрощения расчета приняты следующие отклонения от действительных современных схем: тепло продувочной воды не используется; в конденсатор возвращающегося конденсат не только из первой ступени эжекторов, но и из их второй ступени, из которой он обычно направляется в один из подогревателей питательной воды; пар для пикового подогревателя сетевой воды не дросселируется и добавкой воды в тепловую сеть пренебрегаем.

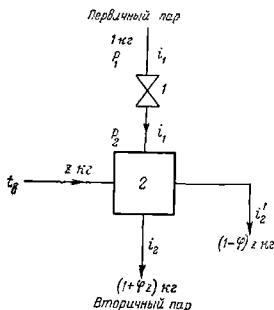
РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К гл. 4

4-1. Обозначаем через z количество килограммов воды, необходимой для охлаждения 1 кг первичного пара с t_1 до t_2 , и составляем уравнение теплового баланса установки (фиг. 4-9) для 1 кг первичного пара:

$$1i_1 + zt_g = (1 + \varphi z) i_2 + (1 - \varphi) z i_2'$$

из которого определяем:

$$z = \frac{i_1 - i_2}{i_2' - t_g + \varphi (i_2 - i_2')} \text{ кг воды, кг первичного пара.}$$



Фиг. 4-9. Схема редукционно-охлаждающей установки.
1 — редукционный вентиль; 2 — охладитель.

Подставляя значения величин в выражение для z , имеем:

$$z = \frac{763 - 708}{181 - 104 + 0,73 (708 - 181)} = 0,119 \text{ кг/кг.}$$

Если на 1 кг первичного пара требуется z кг воды, то, как видно из схемы фиг. 4-9, на 1 кг вторичного пара требуется $\frac{z}{1 + \varphi z}$ кг воды, а на D_2 кг/час вторичного пара воды требуется

$$W = \frac{D_2 z}{1 + \varphi z} = \frac{3000 \cdot 0,119}{1 + 0,73 \cdot 0,119} = 328 \text{ кг/час.}$$

Потребное количество первичного пара D_1 определяется из равенства

$$W = D_1 z,$$

откуда

$$D_1 = \frac{W}{z} = \frac{328}{0,119} = 2766 \text{ кг/час.}$$

Количество воды, сливаемой в дренаж,

$$W_{ca} = D_1 + W - D_2 = 2766 + 328 - 3000 = 88 \text{ кг/час},$$

иначе:

$$W_{ca} = W(1 - \varphi) = 328 \cdot 0,27 = 88 \text{ кг/час}.$$

4.2. Количество воды на 1 кг первичного пара в данном случае будет:

$$\begin{aligned} z &= \frac{i_1 - i_2}{i_2 - i_g + \varphi(i_2 - i'_2)} = \frac{i_1 - (i'_2 + x r)}{i_2 - i_g + \varphi x r} = \\ &= \frac{763 - 181 - 0,8 \cdot 481}{181 - 104 + 0,73 \cdot 0,8 \cdot 451} = 0,551 \text{ кг/кг}, \end{aligned}$$

где $r = 481 \text{ ккал/кг}$ — теплота парообразования при давлении 10 атм.

Необходимое количество воды

$$W = \frac{D_2 z}{1 + \varphi z} = \frac{3000 \cdot 0,551}{1 + 0,73 \cdot 0,551} = \frac{1653}{1,402} = 1178 \text{ кг/час}.$$

Необходимое количество первичного пара

$$D_1 = \frac{W}{z} = \frac{1178}{0,551} = 2140 \text{ кг/час}.$$

Количество неиспаряющейся воды, сливаемой в дренажные баки,

$$W_{ca} = W + D_1 - D_2 = 1178 + 2140 - 3000 = 318 \text{ кг/час},$$

иначе:

$$W_{ca} = W(1 - \varphi) = 1178(1 - 0,73) = 1178 \cdot 0,27 = 318 \text{ кг/час},$$

что подтверждает правильность расчета.

Примечание. При сухом насыщенном вторичном паре в выражение для z подставляется вместо $\varphi x r$ величина φr .

4.3. Наивыгоднейшее распределение подогрева питательной воды между отдельными подогревателями практически получают делением разности между принятой конечной температурой подогрева и температурой насыщенного пара при давлении в конденсаторе на n , где n — число ступеней подогрева. В данном случае указанный перепад температур составляет $167 - 29 \approx 138^\circ \text{C}$ и нагрев воды в каждом подогревателе должен быть

$$\Delta t = \frac{138}{4} = 34,5^\circ \text{C}.$$

Недогрев воды в подогревателях до температуры кипения при давлении греющего пара принимаем равным $\delta = 6^\circ \text{C}$.

Таким образом, нумеруя подогреватели по ходу пара в турбине, получаем следующие температуры воды после подогревателей и давления греющего пара:

Номер подогревателя	Температура воды после подогревателя, $^\circ \text{C}$	Температура насыщения греющего пара, $^\circ \text{C}$	Давление греющего пара, атм
4	63,5	69,5	0,3
3	94	101	1,2
2	132,5	138,5	3,53
1	167	173	8,6

В действительности у такой турбины ЛМЗ давления отборов взяты 0,3; 1,5; 4,25 и 8,6 *атм*, что объясняется возможностью отбирать пар только между ступенями турбины, давления же в ступенях определяются тепловым расчетом проточной части турбины.

4-4. Если давление для одной из ступеней подогрева является давлением регулируемого отбора, то для определения температур подогрева в каждом из n_1 подогревателей, лежащих выше регулируемого отбора, на n_1 делится разность между конечной температурой t_1 подогрева воды и ее температурой t_2 после подогревателя, получающего пар из регулируемого отбора.

Для каждого из n_2 подогревателей, лежащих ниже регулируемого отбора, подогрев находится делением на $n_2 + 1$ интервала между температурой воды после подогрева паром регулируемого отбора и температурой насыщенного пара при давления в конденсаторе t'_k .

В данном случае $n_1 = 1$ и температуру t_1 определяют, исходя из заданного давления первого отбора $p_{отб} = 6$ *атм* и $\delta = 8^\circ \text{C}$; она равна $t_1 = t'_k - 8 = 158 - 8 = 150^\circ \text{C}$, где $t'_k = 153^\circ \text{C}$ — температура насыщенного пара при $p_{отб} = 6$ *атм*.

Температура воды после смешивающего подогревателя (дегазера) $t_2 = t''_k = 104^\circ \text{C}$, т. е. температуре насыщенного пара при давлении 1,2 *атм*. Температура воды после подогревателя № 3

$$t_3 = t'_k + \frac{t''_k - t'_k}{2} = 32 + \frac{104 - 32}{2} = 68^\circ \text{C}.$$

Необходимая температура насыщенного пара третьего отбора при $\delta = 8^\circ \text{C}$, $t'''_k = t_3 + \delta = 68 + 8 = 76^\circ \text{C}$. Соответствующее давление пара третьего отбора $p'''_{отб} = 0,4$ *атм*.

Такое давление имеется у третьего отбора турбины ЛМЗ типа АТ-25-1 с параметрами пара, указанными в условии задачи.

4-5. Перед поступлением в дегазер пар дросселируется до давления 1,2 *атм*, и вода кипит в дегазере при температуре $t_\partial = 104^\circ \text{C}$.

Тепловой баланс дегазера (фиг. 4-10,а) имеет вид:

$$(Wt + Di)\eta = (W + D)t_\partial \text{ ккал/час},$$

откуда

$$D = \frac{W(t_\partial - t_1)}{t_1 - t_\partial} = \frac{100\,000(104 - 75 \cdot 0,98)}{690 \cdot 0,98 - 104} = 5\,350 \text{ кг/час}.$$

4-6. Пар перед поступлением в подогреватель воды дросселируется до минимального давления, определяемого из следующих соображений. Вода перед входом в дегазер, где она должна иметь при $p = 1,2$ *атм* температуру $t_\partial = 104^\circ \text{C}$, нагревается в подогревателе согласно условию задачи до температуры $t_1 = t_\partial + 15 = 119^\circ \text{C}$.

Температура насыщения греющего пара этого подогревателя должна быть не ниже $t_k = t_1 + 8 = 127^\circ \text{C}$. Этой температуре соответствует давление насыщенного пара 2,5 *атм*, являющееся минимально допустимым.

Тепловой баланс поверхностного подогревателя (фиг. 4-10,б)

$$(Wt + Di)\eta = Wt_1 + Dt_k \text{ ккал/час},$$

откуда

$$D = \frac{W(t_1 - t_0)}{i_0 - t_n} = \frac{100\,000(119 - 75.0,98)}{690.0,98 - 127} = 8\,300 \text{ кг/час}^*.$$

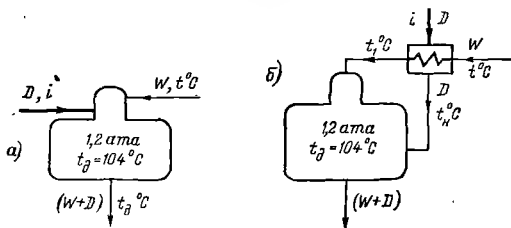
4-7. Определяем расход первичного пара для получения $D_2 = 1\,000 \text{ кг/час}$ полезного дистиллята при параллельном питании ступеней.

Уравнение теплового баланса первой ступени имеет вид:

$$(i_0 - i'_0)\eta_u = x_1[i''_1 - i'_1 + (1 + a)(i'_1 - i_{n, \text{с}})] \text{ ккал},$$

откуда

$$x_1 = \frac{(i_0 - i'_0)\eta_u}{i''_1 - i'_1 + (1 + a)(i'_1 - i_{n, \text{с}})} = \frac{(653 - 138)0,93}{647 - 121 + 1,1(121 - 80)} = 0,885 \frac{\text{кг вторичного пара}}{\text{кг первичного пара}}.$$



Фиг. 4-10. Схемы дегазеров.
а — смешивающего; б — поверхностного (перегретой воды).

Уравнение теплового баланса второй ступени

$$x_1(i''_1 - i'_1)\eta_u = x_2[i''_2 - i'_2 + (1 + a)(i'_2 - i_{n, \text{с}})] \text{ ккал},$$

откуда

$$x_2 = \frac{x_1(i''_1 - i'_1)\eta_u}{i''_2 - i'_2 + (1 + a)(i'_2 - i_{n, \text{с}})} = \frac{0,885(647 - 121)0,98}{641 - 104 + 1,1(104 - 80)} = 0,809 \frac{\text{кг вторичного пара}}{\text{кг первичного пара}}.$$

* Можно подавать в подогреватель пар, не дросселируя его от 3,0 до 2,5 атм. Однако при этом расход пара несколько увеличится вследствие повышения температуры t_n , вызывающего уменьшение количества тепла, передаваемого воде 1 кг греющего пара при его постоянном начальном теплосодержании (при обоих вариантах предполагается отсутствие переохлаждения конденсата греющего пара).

Суммарная производительность обеих ступеней

$$x = x_1 + x_2 = 0,885 + 0,809 = 1,694 \frac{\text{кг вторичного пара}}{\text{кг первичного пара}}$$

Количество первичного пара, необходимое для получения 1 кг вторичного пара (дистиллата),

$$y = \frac{1}{x} = \frac{1}{1,694} = 0,59 \text{ кг/кг.}$$

Для получения $D_2 = 1\,000 \text{ кг/час}$ дистиллата требуется первичного пара

$$D_0 = 1\,000 \cdot 0,59 = 590 \text{ кг/час.}$$

Расход питательной воды на обе ступени

$$W = D_0(x_1 + x_2)(1 + a) = 590 \cdot 1,694 \cdot 1,1 = 1\,100 \text{ кг/час.}$$

Потеря тепла с продувочной водой

$$Q_{np} = D_0[a x_1(i'_1 - i_{n.v}) + a x_2(i'_2 - i_{n.v})] = \\ = 590[0,1 \cdot 0,885(121 - 80) + 0,1 \cdot 0,809(104 - 80)] = 3\,285 \text{ ккал/час.}$$

Определим расход первичного пара для получения $D_2 = 1\,000 \text{ кг/час}$ дистиллата при последовательном питании ступеней.

Тепловой баланс 1-й ступени с учетом того, что ее продувочная вода является питательной водой для 2-й ступени, имеет вид:

$$(i_0 - i'_0)\eta_u = x_1(i''_1 - i_{n.v}) + x_2(1 + 2a)(i'_1 - i_{n.v}) \text{ ккал.}$$

Подставляя в него значения величин, имеем:

$$(653 - 138)0,98 = x_1(647 - 80) + x_2,2(121 - 80) \text{ ккал.} \quad (4-1)$$

Тепловой баланс 2-й ступени составляется с учетом того, что продувочная вода 1-й ступени с теплосодержанием i'_1 , являясь питательной водой 2-й ступени, частично превращается в пар за счет разности теплосодержаний i'_1 и i'_2 и имеет вид:

$$[x_1(i''_1 - i'_1) + 2a x_2(i'_1 - i'_2)]\eta_u = x_2(i''_2 - i'_1) \text{ ккал.}$$

Подставив в него значения величин, получаем:

$$[x_1(647 - 121) + 0,2x_2(121 - 104)]0,98 = x_2(641 - 121) \text{ ккал.} \quad (4-2)$$

Решая совместно уравнения (4-1) и (4-2) относительно x_1 и x_2 , получаем:

$$x_1 = 0,815 \text{ кг/кг и } x_2 = 0,818 \text{ кг/кг.}$$

Оказывается, что обе ступени имеют практически одинаковую производительность.

Расход первичного пара для получения 1 кг полезного дистиллата

$$y' = \frac{1}{x_1 + x_2} = \frac{1}{1,633} = 0,612 \text{ кг/кг.}$$

Расход первичного пара для получения $D_2 = 1\,000 \text{ кг/час}$ полезного дистиллата

$$D_0 = 1\,000 \cdot 0,612 = 612 \text{ кг/час.}$$

Расход питательной воды

$$W = D_0[x_1 + x_2(1 + 2a)] = 612[0,815 + 0,818 \cdot 1,2] = 1\,100 \text{ кг/час.}$$

Потеря тепла с продувкой 2-й ступени

$$Q_{np} = D_{np}(i'_2 - i_{n.в}) = D_0 2\alpha x_2 (i'_2 - i_{n.в}) = \\ = 612 \cdot 0,2 \cdot 0,818 (101 - 80) = 2400 \text{ ккал/час.}$$

Таким образом, при переходе с параллельного питания на последовательное расход первичного пара при том же количестве полезного дистиллата $D_2 = 1000 \text{ кг/час}$ увеличился с 59,1 до 612 кг/час. Однако потеря тепла с удвоенной продувкой только 2-й ступени (20, вместо 10% продувки обеих ступеней при параллельном питании) уменьшилась на

$$\Delta Q_{np} = 3285 - 2400 = 885 \text{ ккал/час.}$$

При этом качество получаемого дистиллата улучшалось, что показано в решении задачи 4-8.

4-8. Для определения солесодержания дистиллата при параллельном питании ступеней составляем солевой баланс ступени (одинаковый для обеих ступеней, поскольку относительная величина продувки обеих ступеней $a = 0,10$):

$$x(1+a)s_g = axs_{np} + xws_{np} \quad (4-3)$$

где x — производительность ступени и s_{np} — солесодержание продувочной воды, равно солесодержанию концентрата (воды) в ступени, показывающий, что количество соли, вносимое питательной водой, равно их количеству, удаляемому с продувкой и уносимому влажным паром.

Из уравнения (4-3) следует, что солесодержание концентрата (продувки) обеих ступеней

$$s_{np} = \frac{x(1+a)s_g}{ax + xw} = \frac{(1+a)s_g}{a + w} = \frac{1,10 \cdot 100}{0,1 + 0,01} = 1000 \text{ мг/кг.}$$

Солесодержание пара (дистиллата), являющегося смесью потоков x_1 и x_2 (см. фиг. 4-1),

$$s_n = \frac{x_1 s_{np} + x_2 s_{np}}{x_1 + x_2} = w s_{np} = 0,01 \cdot 1000 = 10 \text{ мг/кг.}$$

Для схемы с последовательным питанием составляем отдельные солевые балансы 1-й и 2-й ступеней.

Солевой баланс 1-й ступени выражается равенством:

$$[x_1 + x_2(1 + 2a)]s_g = x_1 s_k + x_2(1 + 2a)s_k \quad (4-4)$$

где s_k — солесодержание концентрата (продувки) 1-й ступени, являющегося питательной водой для 2-й ступени.

Из уравнения (4-4) имеем:

$$s_k = \frac{[x_1 + x_2(1 + 2a)]s_g}{x_2(1 + 2a) + x_1 w} = \frac{(0,815 + 0,818 \cdot 1,2) 100}{0,818 \cdot 1,2 + 0,815 \cdot 0,01} = 197,5 \text{ мг/кг.}$$

Небольшая величина s_k объясняется очень большой продувкой 1-й ступени (около 120%).

Солевой баланс 2-й ступени имеет вид:

$$x_2(1 + 2a)s_k = 2\alpha x_2 s_{np} + x_2 w s_{np} \quad (4-5)$$

где s_{np} — солесодержание продувочной воды (концентрата) 2-й ступени.

Из уравнения (4-5) имеем:

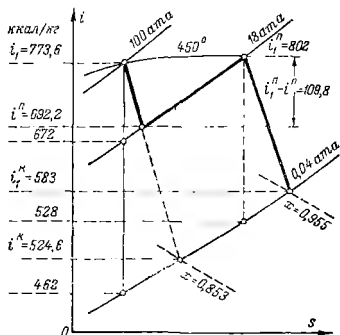
$$s_{np} = \frac{(1 + 2a)s_k}{2a + w} = \frac{1,2 \cdot 197,5}{0,2 + 0,01} = 1130 \text{ мг/кг.}$$

откуда видно, что соледержание концентрата 2-й ступени благодаря удвоенной продувке почти не изменилось при переходе на последовательное питание и увеличения при этом соледержания питательной воды 2-й ступени со 100 до 197,5 мг/кг.

Солесодержание пара (дистиллата)

$$s_n = \frac{x_1 w s_k + x_2 w s_{np}}{x_1 + x_2} = \frac{0,815 \cdot 0,01 \cdot 197,5 + 0,818 \cdot 0,01 \cdot 120}{0,815 + 0,818} = 6,65 \text{ мг/кг}$$

значительно меньше, чем при параллельном питании ступеней испарительной установки. В приведенном упрощенном решении задачи соледержание пара определялось как произведение его влажности и соледержания



Фиг. 4-11. Диаграмма is для промежуточного перегрева пара до начальной температуры 450°C . Отъем пара для перегрева при 18 атм.

концентрата, полученного из солевого баланса, что не вполне точно, так как при этом пренебрегали накипе- и шламообразованьем в испарителе и некоторыми другими факторами.

Качество дистиллата может быть улучшено в еще большей степени, если уменьшить производительность 2-й ступени установки, конденсируя часть выпара 1-й ступени в отдельном конденсаторе и уменьшая этим количество греющего пара 2-й ступени. Наименьшее соледержание полезного дистиллата получается при производительности 2-й ступени около 15% суммарной производительности обеих ступеней. Расход первичного пара на 1 кг полезного дистиллата при этом заметно возрастает.

4.9. а) Подогреватель низкого давления делается бесполезным, когда нагрев в нем конденсата будет возможен не более чем до 36°C . При этом температура насыщения греющего пара будет $t_n = 36 + \delta = 36 + 8 = 44^\circ \text{C}$, где δ - недогрев воды до температуры пара, имеющийся в поверхностных подогревателях и принимаемый в данном случае равным 8°C . Давление насыщенного пара, соответствующее $t_n = 44^\circ \text{C}$, равно $\sim 0,093 \text{ атм}$. Поскольку давления пара в ступенях турбины практически пропорциональны ее нагрузке, подогреватель может быть выключен при нагрузке около

$$12000 \cdot \frac{0,093}{0,6} = 1860 \text{ квт.}$$

б) При отсосе воздуха из конденсатора водоструйными эжекторами конденсат будет поступать в подогреватель из конденсатора (при давлении в нем $0,04 \text{ атм}$) с температурой $\sim 28,6^\circ \text{C}$. Наименьшая температура насыщения греющего пара, при которой целесообразна работа подогревателя, будет иметь величину $t_n' = 28,6 + \delta = 28,6 + 8 = 36,6^\circ \text{C}$, чему соответствует давление греющего пара $\sim 0,06 \text{ атм}$. Следовательно, нагрузка турбины, при которой работа подогревателя будет бесполезна, равна приблизительно

$$12000 \cdot \frac{0,06}{0,6} = 1200 \text{ квт.}$$

4-10. Процесс в турбине изображен на фиг. 4-11.

а) Удельный расход тепла без промежуточного перегрева пара
Теплосодержание пара при выходе из турбины

$$i^* = i_1 - (i_1 - 462) \eta_{от} = 773,6 - (773,6 - 462) 0,8 = 524,6 \text{ ккал/кг.}$$

Используемый перепад тепла

$$H_i = i_1 - i^* = 773,6 - 524,6 = 249 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный расход пара

$$d = \frac{860}{H_i} = \frac{860}{249} = 3,45 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q = d (i_1 - i_{n, в}) = 3,45 (773,6 - 29) = 3,45 \cdot 744,6 = 2568 \text{ ккал/квтч.}$$

б) Удельный расход тепла при промежуточном перегреве пара
Теплосодержание пара при отъеме для перегрева

$$i'' = i_1 - (i_1 - 672) \eta_{от} = 773,6 - (773,6 - 672) 0,8 = 692,2 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое теплопадение до отъема пара

$$h_1 = i_1 - i'' = 773,6 - 692,2 = 81,4 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание пара после промежуточного перегрева

$$i_1'' = 802 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание пара при выходе в конденсатор

$$i_1^* = i_1'' - (i_1'' - 528) 0,8 = 802 - (802 - 528) 0,8 = 583 \text{ ккал/кг.}$$

Используемое теплопадение после промежуточного перегрева

$$h_2 = i_1'' - i_1^* = 802 - 583 = 219 \text{ ккал/кг.}$$

Полное используемое теплопадение

$$H_n = h_1 + h_2 = 81,4 + 219 = 300,4 \text{ ккал/кг.}$$

Удельный расход пара

$$d_n = \frac{860}{H_n} = \frac{860}{300,4} = 2,72 \text{ кг/квтч.}$$

Удельный расход тепла

$$q_n = d_n [i_1 + (i_1'' - i'') - i_{n, в}] = 2,72 [773,6 + (802 - 692,2) - 29] = \\ = 2,72 (773,6 + 109,8 - 29) = 2,72 \cdot 854,4 = 2325 \text{ ккал/квтч.}$$

Экономия в расходе тепла от промежуточного перегрева

$$\Delta q = \frac{q - q_n}{q} \cdot 100 = \frac{2568 - 2325}{2568} \cdot 100 = 9,46\%.$$

Паросодержание в конце расширения возрастает от $x = 0,853$ до $x = 0,955$.

4-11. Процесс в турбине изображен на фиг. 4-12.

а) Расход тепла без промежуточного перегрева пара
По данным задачи 4-10 удельный расход тепла $q = 2568 \text{ ккал/квтч.}$

б) Расход тепла при промежуточном перегреве пара

Таким образом, при низком давлении отъема пара и малом промежуточном перегреве

$$\Delta q = \frac{q - q_n}{q} \cdot 100 = \frac{2568 - 2610}{2568} \cdot 100 = -1,6\%,$$

т. е. получается не экономия, а перерасход тепла. Увеличение паросодержания в конце расширения происходит от $x = 0,853$ до $x = 0,96$.

Примечание. В действительных установках пар для промежуточного перегрева не отбирается из турбины при таких низких температурах и перегревается до значительно более высокой температуры.

4-12. а) Если принять недогрев воды в подогревателях до температуры насыщения греющего пара $\delta \approx 9^\circ$, то максимальная возможная температура горячей воды при нагреве паром с давлением 1,2 атм будет равна $101,9 = 95^\circ \text{C}$ (точка а на фиг. 4-2). Таким образом, как видно из графика, начиная с $t_{нар} = -14^\circ \text{C}$, необходим дополнительный нагрев воды в пиковых подогревателях.

Расчетная (максимальная) нагрузка основных подогревателей

$$Q_{о.п.}^{расч} = W(t_a - t_b) \text{ ккал/час,}$$

где $W = \frac{Q_{макс}}{\Delta t_{макс}} = \frac{6 \cdot 10^6}{130 - 70} = 100\,000 \text{ кг/час}$ количество циркулирующей в сети воды и $t_a - t_b = 95 - 55 = 40^\circ \text{C}$ нагрев воды в основных подогревателях при $t_{нар} = -14^\circ \text{C}$.

Таким образом,

$$Q_{о.п.}^{расч} = 100\,000(95 - 55) = 4,0 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} = 4,0 \text{ млн. ккал/час.}$$

По мере понижения температуры наружного воздуха тепловая нагрузка основных подогревателей будет уменьшаться вследствие увеличения температуры обратной воды при постоянной максимальной возможной температуре выходящей из них горячей воды 95°C .

$t^{в.р} = 95^\circ \text{C} - \text{const}$ (участок ае) и при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ$ она будет равна

$$Q_{о.п.}^{расч} = W(t_e - t_d) = 100\,000(95 - 70) = 2,5 \cdot 10^6 = 2,5 \text{ млн. ккал/час.}$$

Расчетная (максимальная) тепловая нагрузка пиковых подогревателей, соответствующая $t_{нар}^{расч} = -50^\circ \text{C}$,

$$Q_{п.п.}^{расч} = W(t_e - t_e) = 100\,000(130 - 95) = 100\,000 \cdot 35 = 3,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} = 3,5 \text{ млн. ккал/час.}$$

Таким образом, суммарная тепловая расчетная производительность основных и пиковых подогревателей больше максимальной потребности в тепле при $t_{нар}^{расч} = -50^\circ \text{C}$, а именно:

$$Q_{о.п.}^{расч} + Q_{п.п.}^{расч} = 4,0 + 3,5 \text{ млн. ккал/час} > Q_{макс} = 6,0 \text{ млн. ккал/час.}$$

б) При регулировании давления отбираемого пара в пределах $1,2 \div 2,5 \text{ атм}$ расчетная нагрузка основных подогревателей

$$Q_{о.п.}^{расч} = W(t_h - t_h) = 100\,000(118 - 63) = 100\,000 \cdot 55 = 5,5 \text{ млн. ккал/час.}$$

Нагрузка основных подогревателей при расчетной температуре наружного воздуха ($t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$)

$$Q_{о.п.}^{расч} = W(t_e - t_d) = 100\,000(118 - 70) = 100\,000 \cdot 48 = 4,8 \text{ млн. ккал/час.}$$

Расчетная нагрузка для пиковых подогревателей

$$Q_{n,n}^{расч} = W(t_c - t_e) = 100 \text{ ООО} (130 - 118) = 100 \text{ ООО} \cdot 12 = 1,2 \text{ млн. ккал/час.}$$

4-13. Предварительно строим слева от годового графика (фиг. 4-3,а) расхода тепла на отопление вспомогательный график зависимости часового расхода тепла от наружной температуры, соединяя прямой линией две точки этого графика: одну (точка *c*) при расчетной температуре $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$ и другую (точка *i*) при максимальной наружной температуре (минимальный расход тепла). Предполагается, что отопительный сезон начинается и кончается при среднесуточной температуре $t_{нар} = +10^\circ \text{C}$.

а) Построением, ясным на фиг. 4-3,а, находим на графике точку *a* для максимальной часовой производительности основных подогревателей (соответствующей точке *a* на графике фиг. 4-2).

При $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$ тепловая нагрузка основных подогревателей $Q_{n,n}^{расч} = W(t_c - t_d) = 2,5 \text{ млн. ккал/час}$ (см. задачу 4-12) и нагрузка (максимальная) пиковых подогревателей $Q_{n,n} = W(t_c - t_e) = 3,5 \text{ млн. ккал/час}$ разграничиваются точкой *e* на оси ординат. При наружных температурах в пределах $-14 \div -30^\circ \text{C}$ распределение тепла между основными и пиковыми подогревателями определяется линией *ae*, точки которой падают на построения, аналогичными построению для нахождения точки *e*.

Для вычисления выработки электроэнергии на тепловом потреблении по диаграмме *is* находим адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора:

$$h = 771 - 610 = 161 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание отбираемого пара

$$i_{отб} = 771 - h_{от} = 771 - 161 \cdot 0,92 = 639 \text{ ккал/кг.}$$

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\omega = \frac{h_{от} \eta_{ген} \eta_{мех} 10^6}{860(i_{отб} - i_{конд}) \eta_{п}} = \frac{161 \cdot 0,82 \cdot 0,93 \cdot 10^6}{860(639 - 95) 0,98} = 267 \text{ квтч/млн. ккал.}$$

Количество отпускаемого тепла, пропорциональное площади, ограниченной линией годового графика, $Q = 18 \text{ ООО млн. ккал/год}$. Количество тепла $Q_{n,n}$, отпускаемого пиковыми подогревателями, пропорциональное площади *ase*, составляет 20% всего отпуска тепла и равно $3 \text{ 600 млн. ккал/год}$. Остальное тепло отпускается из отбора с паром при давлении $1,2 \text{ атм}$.

Таким образом, выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}_m = \omega(Q - Q_{n,n}) = 267(18 - 3,6) 10^3 = 3 \text{ 844 800 квтч/год.}$$

б) При возможности регулирования давления отбираемого пара в пределах $1,2 \div 2,5 \text{ атм}$ и нагреве воды в основных подогревателях до 118°C (точка *h* графика фиг. 4-2) можно обходиться без пиковых подогревателей до $t_{нар} = -24^\circ \text{C}$, причем до $t_{нар} = -14^\circ \text{C}$ (точка *a*) нагрев воды происходит паром с $p = 1,2 \text{ атм}$, а в интервале наружных температур $-14 \div -24^\circ \text{C}$ паром с давлением, повышающимся с $1,2$ до $2,5 \text{ атм}$. Соответственные точки на годовом графике (фиг. 4-3,б) обозначены теми же буквами *a* и *h*. Поскольку нагрев воды при давлении пара $2,5 \text{ атм}$ выше 118°C невозможен (участок *he'*), а при понижении $t_{нар}$ температура обратной воды повышается, тепловая нагрузка основных подогревателей в пределах наружных температур $-24 \div -30^\circ \text{C}$ будет уменьшаться до ее минимума при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ$ ($\Delta t = e'd$). Соответствующая точка на годовом графике (фиг. 4-3,б) обозначена тоже *e'*. Распределение тепла между основными

и пиковыми подогревателями в интервале наружных температур -24°C — -30°C происходит по линии $e'h$, и годовое количество тепла, отпускаемое пиковыми подогревателями, пропорционально площади che' и составляет 8% всего отпускаемого тепла. Остальная (заштрихованная) площадь годового графика соответствует теплу, отпускаемому из основных подогревателей, количество которого равно $(1 - 0,08) 13\,000 = 11\,960$ млн. ккал/год. Из этого количества 46%, т. е. $7,6 \cdot 10^3$ млн. ккал/год, отпускается при давлениях отбираемого пара 1,2—2,5 ата (среднее годовое давление равно 1,7 ата) и 51%, т. е. $8,9 \cdot 10^3$ млн. ккал/год, — при давлении 1,2 ата.

Удельная выработка электроэнергии паром, отбираемым при 1,2 ата, вычисленная ранее, составляет $\omega = 267$ квтч/млн. ккал.

Адиабатическое теплопадение до давления 1,7 ата

$$h = 771 - 623 = 148 \text{ ккал/кг.}$$

Среднее годовое теплосодержание отбираемого пара в пределах 1,2 ÷ 2,5 ата

$$i_{отб\ 1} = 771 - 148 \cdot 0,82 = 771 - 121,5 = 649,5 \text{ ккал/кг.}$$

Соответствующая удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\omega_1 = \frac{148 \cdot 0,82 \cdot 0,93 \cdot 10^6}{860(649,5 - 95) \cdot 0,98} = 242 \text{ квтч/млн. ккал.}$$

Полная годовая выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}'_m = 8,9 \cdot 10^3 \omega + 7,6 \cdot 10^3 \omega_1 = 8,9 \cdot 10^3 \cdot 267 + 7,6 \cdot 10^3 \cdot 242 = 4\,215\,000 \text{ квтч.}$$

Таким образом, возможность повышения давления отбираемого греющего пара до 2,5 атз дает добавочную выработку электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\Delta \mathcal{E}_m = \mathcal{E}'_m - \mathcal{E}_m = 4\,215\,000 - 3\,844\,800 = 370\,200 \text{ квтч/год.}$$

4-14. а) Максимальное количество пара для основных подогревателей (при $t_{кар} = -14^{\circ}\text{C}$)

$$D_{о.п}^{расч} = \frac{Q_{о.п}^{расч}}{(i_{отб} - 75) \eta_n} = \frac{4,0 \cdot 10^6}{(710 - 75) 0,93} = 6\,440 \text{ кг/час.}$$

Максимальное количество пара для пиковых подогревателей при теплосодержании греющего пара $i_{н.п} = 692$ ккал/кг ($p = 4,8$ ата; $t = 220^{\circ}\text{C}$;

$$i'_1 = 150 \text{ ккал/кг})$$

$$D_{п.п}^{расч} = \frac{Q_{п.п}^{расч}}{(i_{н.п} - i'_1) \eta_n} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{(692 - 150) 0,98} = 6\,600 \text{ кг/час.}$$

б) Количество тепла, передаваемое в основных подогревателях при расчетных условиях ($t_{кар} = -14^{\circ}\text{C}$),

$$Q_{о.п} = \frac{Q_{о.п}^{расч} (i_{отб} - i'_{отб})}{i_{отб} - t_k} = \frac{4 \cdot 10^6 (710 - 104)}{710 - 75} = 3,81 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Количество тепла, передаваемое в охладителе конденсата,

$$Q_{охл} = Q_{о.п}^{расч} - Q_{о.п} = (4 - 3,81) 10^6 = 0,19 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

в) Расход пара с давлением 1,2 атм на основные подогреватели при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{C}$ для тепловой нагрузки $Q_{-30}^{расч} = W(t_c - t_d)$ 2,5 млн. ккал/час с учетом подачи конденсата греющего пара пиковых подогревателей в паровое пространство основных подогревателей

$$D_{-30}^{расч} = \frac{Q_{-30}^{расч} - D_{н.н}(t_1' - 75)}{(t_{отб} - 75) \eta_n} = \frac{2,5 \cdot 10^6 - 6600(150 - 75)}{(710 - 75) 0,93} = 3300 \text{ кг/час.}$$

Расход пара на пиковые подогреватели при дросселировании пара до 10 атм ($i_2' = 181 \text{ ккал/кг}$) вместо 4,8 атм

$$D_{п.п}' = \frac{Q_{п.п}^{расч}}{(i_{п.п} - i_2') \eta_n} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{(692 - 181) 0,93} = 7000 \text{ кг/час}$$

вместо 6600 кг/час.

Увеличение расхода пара на пиковые подогреватели и теплосодержания его конденсата, поступающего в основные подогреватели, вывост бол шее, чем в п. «в», выте чена: тепла, полученного из отбора с $p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$, теплом свежего пара из РОУ, более ценного с энергетической точки зрения.

Таким образом, пар, имеющийся в распоряжении для пиковых подогревателей, следует во всех случаях дросселировать до наимизшего возможного давления.

4-15. Из графиков температур воды (фиг. 4-5,б) видно, что при $t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C}$ работа без пиковых подогревателей возможна до $t_{нар}' = -15^\circ \text{C}$ (аб.цисса точки h'), при графике с $t_{гор}^{max} = 130^\circ \text{C}$ — до $t_{нар}' = -24^\circ \text{C}$ (точка h). На графике отпуска тепла (фиг. 4-5,а) соответствующие точки обозначены теми же буквами h' и h . Годовые количества тепла, отпускаемые пиковой установкой при $t_{гор}^{max} = 130^\circ \text{C}$ и $t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C}$, на графике (фиг. 4-5,а) соответственно изображаются площадями криволинейных фигур $теh$ и $те'h'$, причем отрезки $те$ и $те'$ равны следующим расчетным (максимальным) нагрузкам пиковых подогревателей:

$$Q_{п.п}^p = W(130 - 118) = 1,2 \text{ млн. ккал/час при } t_{гор}^{max} = 130^\circ \text{C}$$

и

$$Q_{п.п}^p = W'(150 - 118) = 3,2 \text{ млн. ккал/час при } t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C,}$$

где

$$W = \frac{6 \cdot 10^6}{\Delta t_{max}} = \frac{6 \cdot 10^6}{1,0 - 70} = \frac{6 \cdot 10^6}{60} = 100000 \text{ кг/час;}$$

$$W' = \frac{6 \cdot 10^6}{\Delta t_{max}'} = \frac{6 \cdot 10^6}{15 - 70} = \frac{6 \cdot 10^6}{80} = 75000 \text{ кг/час — количества циркулирующей}$$

шей в сети воды при $\Delta t_{max} = 60^\circ \text{C}$ и $\Delta t_{max}' = 80^\circ \text{C}$.

Из решения задачи видно, что при увеличении $t_{гор}^{max}$ увеличивается отпуск тепла пиковыми подогревателями за счет уменьшения его отпуска подогревателями основными, что уменьшает выработку электроэнергии на тепловом потреблении.

Выработка энергии на тепловом потреблении при том же графике отпуска тепла, что и в данной задаче, графике температур воды $130 \div 70^\circ \text{C}$ и давления отбираемого пара $1,2 \div 2,5 \text{ атм}$ была определена в решении задачи 4-13 и равна $215 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год}$.

При графике температур $150 \div 70^\circ \text{C}$ из полного отпуска тепла $1800 \cdot 10^3 \text{ млн. ккал/год}$ пиковыми подогревателями отпускается 18% (площадь $me'h$). Остальное количество, равное $(1 - 0,18) \cdot 18 \cdot 10^3 = 14,6 \cdot 10^3 \text{ млн. ккал/год}$, отпускается основными подогревателями, причем отпуск тепла при $p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$ на графике фиг. 4-5,а отделяется от отпуска при $p_{отб} = 1,2 \div 2,5 \text{ атм}$ (среднее давление $1,7 \text{ атм}$) вертикальной линией kl , построение которой выполнено, исходя из того, что при графике $150 \div 70^\circ \text{C}$ давление отбора $1,2 \text{ атм}$ достаточно только при $t_{кар}$ не менее -8°C (см. график температур (фиг. 4-5 б)).

При $p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$ отпускается $0,48 \cdot 14,6 \cdot 10^3 = 7,0 \cdot 10^3 \text{ млн. ккал/год}$ (площадь $ikli$ и при $p_{отб} = 1,2 - 2,5 \text{ атм}$ $0,52 \cdot 14,6 \cdot 10^3 = 7,6 \cdot 10^3 \text{ млн. ккал/год}$.

При $\omega = 267 \text{ кВтч/млн. ккал}$ (см. задачу 4-13) выработка электроэнергии отбираемым паром при $p_{отб} = 1,2 \text{ атм}$

$$\mathcal{E}_{1,2} = 267 \cdot 7,0 \cdot 10^3 = 1\,870\,000 \text{ кВтч/год}.$$

Выработка электроэнергии отбираемым паром при $p_{отб} = 1,7 \text{ атм}$, т. е. $\omega_1 = 242 \text{ кВтч/млн. ккал}$ (см. задачу 4-13),

$$\mathcal{E}_{1,7} = 242 \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 1\,840\,000 \text{ кВтч/год}.$$

Полная выработка электроэнергии на тепловом потреблении

$$\mathcal{E}_m = \mathcal{E}_{1,2} + \mathcal{E}_{1,7} = 1\,870\,000 + 1\,840\,000 = 3\,710\,000 \text{ кВтч/год}.$$

Таким образом, при переходе от графика $130 \div 70^\circ \text{C}$ к графику $150 \div 70^\circ \text{C}$ выработка электроэнергии на тепловом потреблении уменьшилась на

$$\Delta \mathcal{E}_m = 4\,215\,000 - 3\,710\,000 = 505\,000 \text{ кВтч/год},$$

т. е. на $\frac{505 \cdot 10^3}{4\,215} = 12\%$.

Однако при переходе от графика $130 \div 70^\circ \text{C}$ к графику $150 \div 70^\circ \text{C}$ расход воды в сети (при $Q_m^{\max} = \text{const}$) уменьшится до

$$\frac{60}{80} = 0,75 \text{ прежнего расхода}.$$

При сохранении прежней скорости воды в трубах в таком же отношении уменьшается их живое сечение. Диаметр же труб уменьшается до $1 \cdot 0,75 = 0,867$ его прежней величины, что даст заметную экономию материалов. Давление, создаваемое сетевыми насосами, равное потере давления в сети¹

$$P = 0,47 \cdot 10^{12} \frac{W^2}{\gamma d^{5,25}} \text{ кгс/м}^2,$$

где W — расход воды в сети, $\text{м}^3/\text{час}$; d — диаметр труб, мм; γ — удельный вес воды, кг/м^3 и l — длина сети, м, увеличится при этом в $\frac{0,75^2}{0,867^{5,25}} = 1,2$ раза (без учета незначительного уменьшения γ при повышении тем

¹ Шероховатость труб k принята равной $0,2 \text{ мм}$.

пературы сетевой воды). Расход электроэнергии на перекачку воды, пропорциональный произведению WP , уменьшится до $0,75 \cdot 1,2 = 0,9$ его прежней величины, т. е. примерно на 10%.

При сохранении прежнего диаметра труб потеря давления в них уменьшится до $0,75^2 = 0,562$ прежней величины и расход электроэнергии на перекачку воды уменьшится на $(1 - 0,562) \cdot 100 = (1 - 0,422) \times 100 \approx 58\%$.

При сохранении неизменным падения давления в сети (при прежнем диаметре труб и том же расходе воды) количество отпущаемого тепла увеличится в

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{80}{60} = \frac{4}{3} = 1,33 \text{ раза,}$$

если пренебречь незначительным уменьшением γ при графике $150 \div 70^\circ \text{C}$ (не более чем 1—2% в среднем за отопительный сезон).

4-16. Согласно условию максимальная возможная тепловая нагрузка основных подогревателей, имеющая место при $t_{нар} = -5^\circ \text{C}$ и равная

$$Q_{o.n}^{max} = W(76 - 49) = W'(85 - 49) = 100\,000 \cdot 27 = 75\,000 \cdot 36 = 2,7 \cdot 10^6 \text{ ккал/час,}$$

ограничивается расходом греющего пара.

При понижении наружной температуры ниже -5°C и постоянном нагреве воды в основных подогревателях температура ее будет изменяться от 76°C по линии ab (фиг. 4-5,б) до 95°C и затем по линии bf , поскольку нагрев воды паром с $p = 1,2 \text{ атм}$ возможен только до 95°C . При графике температур воды с $t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C}$ температура воды в основных подогревателях будет изменяться от 85°C по линии $a'b'$ до 95°C и затем по линии $b'f$. Таким образом, начиная от точек b и b' , соответствующих наружным температурам -2 и -15°C , нагрузка основных подогревателей будет уменьшаться и на графике отпуска тепла (фиг. 4-5,а) разделение тепла, отпущаемого пиковыми и основными подогревателями, будет происходить при $t_{гор}^{max} = 130^\circ \text{C}$ по линии abf и при $t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C}$ по линии $ab'f'$.

Примечание. Если давление греющего отборного пара может увеличиваться сверх $1,2 \text{ атм}$, то нагрев воды сверх 95°C (точки b и b') может происходить соответственно продолженным вправо линиям ab и $a'b'$ за счет повышения давления пара. В этом случае (на фиг. 4-5,а) криволинейные участки bf и $b'f'$ линий abf и $ab'f'$ должны быть заменены горизонтальными отрезками, и линии abf и $ab'f'$ будут прямыми.

4-17. Как видно из графиков температур воды и решения задачи 4-15, тепловые нагрузки подогревателей имеют следующие величины:

$$\text{при } t_{гор}^{max} = 130^\circ \text{C, т. е. } \Delta t_{max} = 60^\circ \text{C и } W = 100\,000 \text{ кг/час,}$$

$$Q_{o.n} = W \Delta t_1 = 100\,000 (95 - 70) = 2,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} \approx 2,5 \text{ млн. ккал/час;}$$

$$Q_{n.n} = W \Delta t_2 = 100\,000 (130 - 95) = 3,5 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} = 3,5 \text{ млн. ккал/час;}$$

$$\text{при } t_{гор}^{max} = 150^\circ \text{C, т. е. } \Delta t'_{max} = 80^\circ \text{C и } W' = 75\,000 \text{ кг/час,}$$

$$Q_{o.n}' = W' \Delta t'_1 = 75\,000 (95 - 70) = 1,875 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} \approx 1,875 \text{ млн. ккал/час;}$$

$$Q_{n.n}' = W' \Delta t'_2 = 75\,000 (150 - 95) = 4,125 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} \approx 4,125 \text{ млн. ккал/час.}$$

Определяем часовой расход пара турбины при работе с электрической мощностью N_g и отбором пара для основных и пиковых подогревателей, равными D_1 и $D_2 \text{ кг/час}$ при $\Delta t_{max} = 60^\circ \text{C}$:

$$D_m' = D_{к.р} + y_1 D_1 + y_2 D_2 \text{ кг/час,}$$

где $D_{к.р}$ — расход пара турбиной при работе ее с электрической мощностью N_e при конденсационном режиме;

y_1 и y_2 — коэффициенты недовольного использования отборного пара при

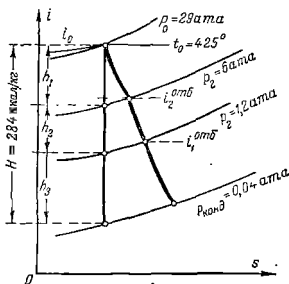
$$p_1 = 1,2 \text{ атa и } p_2 = 6,0 \text{ атa.}$$

Часовой расход пара турбиной при той же электрической мощности N_e , но с отборами пара для осевых и никовых подогревателей D'_1 и D'_2 при $\Delta t'_{\max} \approx 80^\circ \text{C}$ выражается аналогичной формулой:

$$D''_m = D_{к.р} + y_1 D'_1 + y_2 D'_2.$$

Изменение часового расхода пара при повышении $\Delta t'_{\max}$ с 60 до 80°C

$$\Delta D = D''_m - D'_m = y_1 (D'_1 - D_1) + y_2 (D'_2 - D_2) \text{ кг/час.} \quad (4-6)$$



Фиг. 4-13. Выкопировка из диаграммы ts для задачи 4-17.

Подставляя величины расходов пара, вычисленные по формулам вида

$$D = \frac{Q}{(i_{г\text{тб}} - t_k) \eta_n},$$

в (4-6), имеем:

$$\Delta D = y_1 \frac{Q'_{о.н} - Q_{о.н}}{(i'_{г\text{тб}} - t_k) \eta_n} + y_2 \frac{Q'_{н.н} - Q_{н.н}}{(i'_{г\text{тб}} - t_k) \eta_n}.$$

Поскольку

$$Q'_{о.н} - Q_{о.н} = -(Q'_{н.н} - Q_{н.н}),$$

имеем:

$$\Delta D = \frac{(Q'_{н.н} - Q_{н.н})}{\eta_n} \left(\frac{y_2}{i'_{г\text{тб}} - t_k} - \frac{y_1}{i'_{г\text{тб}} - t_k} \right) \text{ кг/час.} \quad (4-7)$$

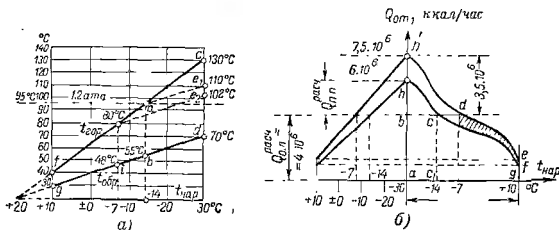
Определяем y_1 , y_2 , $i_1^{омб}$ и $i_2^{омб}$ (фиг. 4-13) без учета возврата тепла при расширении пара:

$$y_1 = \frac{h_2 \eta_{oi}}{H \eta_{oi}} = \frac{113 \cdot 0,82}{284 \cdot 0,82} = 0,393;$$

$$y_2 = \frac{(h_2 + h_3) \eta_{oi}}{H \eta_{oi}} = \frac{(70 + 113) \cdot 0,82}{284 \cdot 0,82} = 0,645;$$

$$i_1^{омб} = i_0 - (h_1 + h_2) \eta_{oi} = 788 - (101 + 70) \cdot 0,82 = 648 \text{ ккал/час};$$

$$i_2^{омб} = i_0 - h_1 \eta_{oi} = 788 - 101 \cdot 0,82 = 705 \text{ ккал/час}.$$



Фиг. 4-14. Графики температур сетевой воды и годового отпуска тепла к задаче 4-13 (изменение коэффициента теплофикации $\alpha_{теп}$).

Подставляя значения величин в уравнение (4-7), имеем:

$$\Delta D = \frac{(4125 - 3,50) \cdot 10^6}{0,98} \left(\frac{0,645}{705 - 80} - \frac{0,398}{648 - 80} \right) = 211 \text{ кг/час}.$$

Соответствующее изменение расхода условного топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta D (i_k - i_{n,в})}{7000 \eta_{к.у}} = \frac{211 (802 - 120)}{7000 \cdot 0,8} = 29,5 \text{ кг/час}.$$

Таким образом, повышение перепада температур сетевой воды вызывает переход топлива вследствие увеличения при этом нагрузки пиковых подогревателей, обогреваемых отбором паром более высокого давления за счет снижения нагрузки основных подогревателей.

4-18. 1. Режим при расчетной температуре тепловой загрузки отбора $t_{отб}^{расч} = 14^\circ \text{C}$.

Расход циркулирующей воды

$$W = \frac{Q_{макс}}{t_c - t_d} = \frac{6 \cdot 10^6}{130 - 70} = 100000 \text{ кг/час} = 100 \text{ т/час}.$$

Расчетные тепловые нагрузки подогревателей (см. график температур фиг. 4-14, а):

основных

$$Q_{o.n}^{расч} = W(t_d - t_b) = W(t_{e1} - t_d) = 100\,000(110 - 70) = 4 \text{ млн. ккал/час};$$

пиковых

$$Q_{п.п}^{расч} = W(t_c - t_{e1}) = 100\,000(130 - 110) = 2 \text{ млн. ккал/час}.$$

Коэффициент теплофикации

$$\sigma_{теп} = \frac{Q_{п.п}^{расч}}{Q_{от}^{расч}} = \frac{Q_{п.п}^{расч}}{Q_{o.n}^{расч} + Q_{п.п}^{расч}} = \frac{4 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6} = 0,666.$$

Коэффициент редуцирования

$$R = \frac{1}{\sigma_{теп}} = \frac{1}{0,666} = 1,50.$$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении пропорциональна пл. $abcfga$ (фиг. 4-14,б), причем пл. $cfdgc$ соответствует выработке электроэнергии при $p_{от} = 1,2 \text{ атм}$, пл. $abcca$ — при $p_{от} = 1,2 \div 2,0 \text{ атм}$.

Годовое количество тепла, отпускаемое пиковыми подогревателями и получаемое им. чер. з РОУ из котельной, пропорционально пл. $l hcb$. Доля тепла свежего пара в общем годовом отпуске тепла

$$\beta = \frac{\text{пл. } l hcb}{\text{пл. } abfga}.$$

2. Режим при расчетной температуре тепловой загрузки отбора $t_{отб}^{расч} = -7^\circ \text{С}$.

Нагрев воды в основных подогревателях при $t_{отб}^{расч} = -7^\circ \text{С}$ равен $t_h - t_i = 80 - 48 = 32^\circ \text{С}$ вместо $t_a - t_b = 95 - 55 = 40^\circ \text{С}$. Поэтому для использования полностью тепловой производительности отопительного отбора расход циркулирующей воды должен быть увеличен до

$$W' = W \frac{t_a - t_b}{t_h - t_i} = W \frac{40}{32} = 100\,000 \cdot 1,25 = 125 \text{ м/час}.$$

В соответствии с этим годовой отпуск тепла будет изображаться на фиг. 4-13,б линией $h'e$, ординаты которой в 1,25 раза больше ординат линии графика hf , и максимальный отпуск тепла (при $t_{нар}^{расч} = -30^\circ \text{С}$) возрастет до величины

$$(Q_{от}^{макс})' = 1,25 \cdot Q_{от}^{макс} = 1,25 \cdot 6 \cdot 10^6 = 7,5 \text{ млн. ккал/час},$$

что даст возможность присоединить дополнительных потребителей тепла. Расчетные тепловые производительности подогревателей при этом должны иметь величины:

основных

$$(Q_{o.n}^{расч})' = W'(t_h - t_i) = W'(t_{e2} - t_d) = 125\,000(80 - 48) = 125\,000(102 - 70) = 4 \text{ млн. ккал/час (остается без изменения согласно условию задачи);}$$

пиковых

$$(Q_{п.п}^{расч})' = W'(t_c - t_{e2}) = 125\,000(130 - 102) = 3,5 \text{ млн. ккал/час}$$

вместо 2 млн ккал/час при $t_{отб}^{расч} = -14^\circ \text{С}$.

Коэффициент теплофикации

$$\alpha_{\text{теп}} = \frac{(Q_{\text{расч}})_{\text{пл}}}{(Q_{\text{от}})_{\text{макс}}} = \frac{4 \cdot 10^5}{7,5 \cdot 10^5} = 0,533.$$

Коэффициент редуцирования $R' = \frac{1}{\alpha_{\text{теп}}} = \frac{1}{0,533} \approx 1,9.$

Выработка электроэнергии на тепловом потреблении пропорциональна пл. $abdega$ (фиг. 4-13,б) и больше, чем при $t_{\text{от}}^{\text{расч}} = -14^\circ \text{C}$, на величину пл. $cdefc$.

Годовое количество тепла свежего пара, отпускаемое пиковыми подогревателями, пропорциональное пл. $tk'db$, значительно больше, чем при $t_{\text{от}}^{\text{расч}} = -14^\circ \text{C}$, вследствие чего

$$\beta' = \frac{\text{пл. } tk'db}{\text{пл. } ah'ega} > \beta.$$

Таким образом, повышение $t_{\text{от}}^{\text{расч}}$ (уменьшение коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{теп}}$) несколько увеличивает годовую выработку электроэнергии на тепловом потреблении и дает возможность большего „охвата“ тепловых потребителей. Однако при этом значительно возрастают необходимая „пиковая“ производительность котельной ТЭЦ и поверхность нагрева пиковых подогревателей, а также увеличивается доля тепла свежего пара в общем годовом отпуске тепла. Отсюда следует, что величина $\alpha_{\text{теп}}$ для каждого конкретного случая имеет определенное, наимыгоднейшее, значение. Получившаяся в данном случае величина $\alpha_{\text{теп}} = 0,533$ близка к ориентировочной величине 0,5, рекомендуемой для городских отопительных ТЭЦ ($R \approx 2,0$).

4-19. Производительность паропреобразователя (по вторичному пару) согласно условиям задачи будет:

$$D_2 = D_n + 0,03 D_m = 30 + 0,03 \cdot 150 = 39 \text{ т/час.}$$

Расход питательной воды (с учетом 5% продувки)

$$W_{\text{п.в}} = 1,05 D_2 = 1,05 (30 + 0,03 D_m) = 31,5 + 0,063 D_m = 40,95 \text{ т/час.}$$

Расход продувочной воды

$$W_{\text{пр}} = W_{\text{п.в}} - D_2 = 1,5 + 0,003 D_m = 1,95 \text{ т/час.}$$

Тепловой баланс охладителя 2-продувочной воды.

Температуру охлажденной продувочной воды, сливаемой в канализацию, принимаем равной

$$t_{\text{сх}} = t_{\text{х.о}} + 5 = 30 + 5 = 35^\circ \text{C.}$$

Тепловой баланс охладителя (см. фиг. 4-6) выражается равенством

$$W_{\text{п.в}} (i'_x - t_{\text{х.о}}) = W_{\text{пр}} (i'_2 - t_{\text{сх}}) \eta,$$

откуда теплосодержание питательной воды после охладителя продувки

$$i'_x = t_{\text{х.о}} + \frac{W_{\text{пр}} (i'_2 - t_{\text{сх}}) \eta}{W_{\text{п.в}}} = 30 + \frac{1,95 (171,4 - 35) 0,93}{40,95} = 36,4 \text{ ккал/кг.}$$

Тепловой баланс конденсатора 3 пара, идущего на восполнение внутриванционных потерь конденсата

Давление вторичного пара $p_n = 8 \text{ атм}$; теплосодержание $i'' = 661,2 \text{ ккал/кг}$. Расход пара $D_{\text{в. с. п.}} = 0,06 D_m = 0,06 \cdot 150 = 9 \text{ т/час}$.

Тепловой баланс конденсатора 3 имеет вид.

$$W_{\text{н. в.}} (i'' - i'_x) = D_{\text{в. с. п.}} (i_2' - i_2') \eta,$$

откуда теплосодержание питательной воды после конденсатора 3

$$\begin{aligned} i'_x &= i_x + \frac{D_{\text{в. с. п.}} (i_2' - i_2') \eta}{W_{\text{н. в.}}} = \\ &= 36,4 + \frac{9(661,2 - 171,4) 0,98}{40,9} = 36,4 + 105 = 141,4 \text{ ккал/кг}. \end{aligned}$$

Параметры и расход пара из отбора турбины.

При давлении вторичного пара $p_n = 8 \text{ атм}$ ($t_n = 169,6^\circ \text{C}$) давление отбираемого из турбины пара должно соответствовать (по условию задачи) температуре насыщения $t'_n = t_n + 17,5 = 169,6 + 17,5 = 187,1^\circ \text{C}$. Следовательно, $p_{\text{отб}} = 12 \text{ атм}$ ($i'_{\text{отб}} = 189,3 \text{ ккал/кг}$).

Адиабатическое теплопоявление от начальных параметров пара $i_0 = 809 \text{ ккал/кг}$ до давления отбора $h_{12} = 809 - 677 = 132 \text{ ккал/кг}$.

При внутреннем относительном к. п. д. ступеней турбины до отбора $\eta_{\text{от}} = 0,75$ теплосодержание отбираемого пара

$$i'_{12} = i_0 - h_{12} \eta_{\text{от}} = 809 - 132 \cdot 0,75 = 710 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание питательной воды при входе в паропреобразователь принимаем равным (с недогревом до температуры кипения примерно на $5,4^\circ \text{C}$):

$$i_{\text{н. в.}} = i_2' - 5,4 = 171,4 - 5,4 = 166 \text{ ккал/кг}.$$

Тепловой баланс паропреобразователя имеет вид:

$$D_{\text{отб}} (i'_{12} - i'_{\text{отб}}) \eta = W_{\text{н. в.}} (i_2' - i_{\text{н. в.}}),$$

откуда

$$\begin{aligned} D_{\text{отб}} &= \frac{W_{\text{н. в.}} (i_2' - i_{\text{н. в.}}) + D_2 (i_2' - i_2')}{(i'_{12} - i'_{\text{отб}}) \eta} = \\ &= \frac{40,95 (171,4 - 166) + 39 (661,2 - 171,4)}{(710 - 189,3) 0,98} = 38,8 \text{ т/час}. \end{aligned}$$

Тепловой баланс охладителя 4 конденсата греющего (первичного) пара паропреобразователя.

Исходя из известной величины нагрева питательной воды в охладителе 4 $\Delta i_{\text{н. в.}} = i_{\text{н. в.}} - i'_x$ ккал/кг, находим теплосодержание i_x конденсата греющего пара после охладителя 4 из уравнения теплового баланса охладителя:

$$W_{\text{н. в.}} (i_{\text{н. в.}} - i'_x) = D_{\text{отб}} (i'_{\text{отб}} - i_x) \eta,$$

откуда

$$i_x = i'_{\text{отб}} - \frac{W_{\text{н. в.}} (i_{\text{н. в.}} - i'_x)}{D_{\text{отб}} \eta} = 189,3 - \frac{40,95 (166 - 141,4)}{38,8 \cdot 0,98} = 164 \text{ ккал/кг}.$$

Уменьшение выработки электроэнергии на тепловом потреблении вследствие наличия паропреобразователя.

При отсутствии паропреобразователя в отпуске потребителям пара с давлением $p_{отб} = 8 \text{ атм}$ непосредственно из отбора с теплосодержанием

$$i_8^{отб} = i_0 - h_{9'i_0i} = 809 - 148 \cdot 0,75 = 698 \text{ ккал/кг},$$

где $h_9 = 809 - 661 = 148 \text{ ккал/кг}$ — адиабатическое теплопадение от начального состояния пара до давления отбора. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении (конденсат пара не возвращается)

$$\omega = \frac{h_{9'i_0i} \cdot \eta_{9, \text{м}} \cdot 10^6}{860 i_8^{отб}} = \frac{148 \cdot 0,75 \cdot 0,96 \cdot 10^6}{860 \cdot 698} = 178 \text{ квтч/млн. ккал.}$$

При наличии паропреобразователя на 1 кг вторичного пара требуется $\frac{D_{отб}}{D_2} = \frac{38,5}{39} = 0,99 \text{ кг}$ пара из отбора турбины. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении в этом случае имеет величину.

$$\omega' = \frac{D_{отб}}{D_2} \cdot \frac{h_{12'i_0i} \eta_{9, \text{м}} \cdot 10^6}{860 \cdot 698} = \frac{0,99 \cdot 132 \cdot 0,75 \cdot 0,96 \cdot 10^6}{860 \cdot 698} = 157 \text{ квтч/млн. ккал.}$$

т. е. на $\Delta\omega = \frac{178 - 157}{178} \cdot 100 = 11,8\%$ меньше, чем при подаче пара потребителям непосредственно из отбора турбины.

Примечание. Если расход пара на турбину D_m заранее неизвестен и должен быть определен только в результате расчета всей тепловой схемы станции (см. задачу 4.23), то расход пара $D_{отб}$ на паропреобразователь и величины потоков воды, поступающих в д. газер а также теплосодержание $i_x \text{ ккал/кг}$ должны быть выражены в виде функций от расхода пара D_m .

4.20. Для расчета тепловой схемы составляем на основе диаграммы i_s (фиг. 4.15) и заводских данных о турбогенераторе табл. 4-1. Затем определяем:

а) Расход пара из отбора турбины на отопительный подогреватель 3. Теплосодержание отбираемого пара

$$i_1^{отб} = i_0 - h_0^{1'} \eta_{0i} = 749 - 81 \cdot 0,49 = 709,3 \approx 709 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание конденсата греющего пара после охладителя 4 принимаем равным $q_k = 80 \text{ ккал/кг}$. Коэффициент полезного действия подогревательной установки $\eta_n = 0,98$.

Расход пара на отопительный подогреватель

$$D_{o,n} = \frac{Q \cdot 10^3}{(i_1^{отб} - q_k) \eta_n} = \frac{4,0 \cdot 10^3}{(709 - 80) \cdot 0,98} = 6,49 \text{ т/час.}$$

В деаэратор возвращается $0,99 D_{o,n} = 6,36 \text{ т/час}$ конденсата греющего пара; потери конденсата

$$\Delta D_{o,n} = 0,02 D_{o,n} = 6,49 - 6,36 = 0,13 \text{ т/час.}$$

б) Расход пара из отбора на производственные нужды

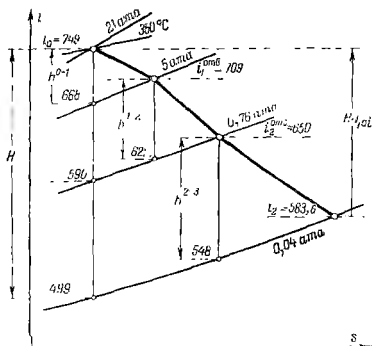
Согласно заданию $D_n = 11,0$ т/час. Возврат конденсата $0,5 D_n = 5,5$ т/час. Потеря конденсата $\Delta D_n = 5,5$ т/час.

а) Количество воды, циркулирующей в отопительной сети,

$$W_m = \frac{Q \cdot 10^3}{t_{zop} - t_{обp}} = \frac{4,0 \cdot 10^3}{130 - 70} = 66,7 \text{ т/час.}$$

Потеря воды в сети $\Delta W_m = 0,015 \cdot 66,7 = 1,0$ т/час $= W_{x.o}$ (восполняется химически очищенной водой).

г) Расход пара из котлов для производственных нужд через редукционно-охладительную установку 10 и количество воды для охлаждения (пар остается перегретым после увлажнения)



Фиг. 4-15. Выкопировка из диаграммы $i-s$ для задачи 4-20.

Количество охлаждающей воды на 1 кг первичного пара определим из выражения (см. задачу 4-1)

$$z = \frac{i_1 - i_2}{i_2' - t_0 + \varphi(i_2' - i_2')} = \frac{763 - 708}{181 - 104 + 0,73(708 - 181)} = 0,119 \text{ кг/кг.}$$

Полное количество охлаждающей воды

$$W_{охл} = \frac{D'_{e,n} z}{1 + 0,73z} = \frac{3 \cdot 0,119}{1 + 0,73 \cdot 0,119} = 0,328 \text{ т/час.}$$

Количество пара из котлов, поступающее в редукционно-охладительную установку,

$$D_{пн} = \frac{W_{охл}}{z} = \frac{0,328}{0,119} = 2,76 \text{ т/час.}$$

Таблица 4-1

Основные величины теплового процесса в турбине

Ступени турбины	Адиабатические теплоспадения (фиг. 4-15), ккал/кг	Внутренний относительный к. п. д. η_{oi}	Использованное теплоспадение (для сохранения внутренней мощности), ккал/кг	Относительный электрический к. п. д. $\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_{ez}$	Работа на зажимах генератора, ккал/кг
От входа пара в турбину до 1-го отбора	$h^{1-1} = 81$	$\eta_{oi}^1 = 0,49$	$h_i^{0-1} = 39,7$	$\eta_{oe}^1 = 0,45$	$h_g^1 = 36,5$
Между первым и вторым отборами	$h^{1-2} = 88,3$	$\eta_{oi}^2 = 0,673$	$h_i^{1-2} = 59,4$	$\eta_{oe}^2 = 0,619$	$h_g^{1-2} = 54,6$
От второго отбора до конденсатора	$h^{2-3} = 101,9$	$\eta_{oi}^3 = 0,65$	$h_i^{2-3} = 66,3$	$\eta_{oe}^3 = 0,598$	$h_g^{2-3} = 61,0$
От входа пара в турбину до 2-го отбора	$h^{0-2} = 169,3$	$\eta_{oi}^{0-2} = 0,585$	$h_i^{0-2} = 99,1$	$\eta_{oe}^{0-2} = 0,538$	$h_g^{0-2} = 91,1$
От входа пара в турбину до конденсатора	$H = 250$ (по осевой адиабате)	$\eta_{oi} = 0,602$	$H_i = 105,4$	$\eta_{oe} = 0,609$	$H_g = 152,1$

Примечание. Электромеханический к. п. д. агрегата $\eta_{г.м} = \eta_{мех} \cdot \eta_{ген} = 0,92$.

Неиспарившаяся в РОУ охлаждающая вода в количестве

$$W_{с.л} = D_{г.л} + W_{ох.л} - D'_{г.л} = 2,76 + 0,328 - 3 = 0,088 \text{ т/час}$$

сливается в дренаж.

Возврат конденсата вторичного пара РОУ равен

$$0,6 \cdot 3 = 1,8 \text{ т/час.}$$

Невозврат конденсата вторичного пара РОУ

$$\Delta D'_{г.л} = D'_{г.л} - 1,8 = 3 - 1,8 = 1,2 \text{ т/час.}$$

Потеря воды из цикла станции, обусловленная наличием РОУ,

$$\Delta W_p = W_{с.л} + \Delta D'_{г.л} = 0,088 + 1,2 = 1,288 \text{ т/час.}$$

д) Расход продувочной и питательной воды

Если обозначать расход пара на турбину через D_m , то при расходе пара на собственные нужды и потери, равном 3% вырабатываемого пара, количество вырабатываемого котлами пара

$$D_{котл}^{б.р} = \frac{D_{котл}^*}{0,97} = \frac{D_m + D_{г.л}}{0,97} = \frac{D_m + 2,76}{0,97} = 1,032 D_m + 2,85 \text{ т/час.}$$

Расход пара на собственные нужды (с учетом потерь пара)

$$D_{с.л} = D_{котл}^{б.р} - D_{котл}^* = 0,032 D_m + 0,09 \text{ т/час.}$$

Конденсат пара, расходуемого на собственные нужды, не возвращается.

При количестве продуваемой воды 4% от $D_{котл}^{б.р}$ количество подаваемой в котлы питательной воды

$$W_{п.в} = 1,04 (1,032 D_m + 2,85) = 1,073 D_m + 2,96 \text{ т/час.}$$

Количество продуваемой воды

$$W_{п.р} = W_{п.в} - D_{котл}^{б.р} = 0,041 D_m + 0,11 \text{ т/час.}$$

е) Расход пара на подогреватель высокого давления 5

Подогреватель получает греющий пар из отбора турбины.

Расход воды, проходящей через подогреватель высокого давления, равен расходу питательной воды. Вода нагревается в подогревателе со 104 до 140°С. Коэффициент полезного действия подогревателя $\eta_{п.в.д} = 0,98$. Расход пара на подогреватель

$$D_{п.в.д} = \frac{W_{п.в} (140 - 104)}{(i'_{п.в.д} - i'_1) \eta_{п.в.д}} = \frac{(1,073 D_m + 2,96) 36}{(709 - 152) 0,98} = 0,0708 D_m + 0,195 \text{ т/час.}$$

В деаэратор возвращается 98% конденсата греющего пара, т. е.

$$0,98 D_m + 0,191 \text{ т/час.}$$

Потеря конденсата $\Delta D_{п.в.д} = 0,0014 D_m + 0,004 \text{ т/час.}$

ж) Количество пара d , получаемого из расширителя непрерывной продувки b , и количество воды, спускаемой из расширителя

10*

В расширитель поступает $W_1^{np} = 0,041 D_m + 0,11$ т/час продувочной воды с теплосодержанием $i'_k = 223$ ккал/кг, соответствующим давлению в котле 23 атм. Давление в расширителе 5 атм, чему соответствует теплосодержание насыщенного пара $i_2'' = 657$ ккал/кг и теплосодержание воды $i_2' = 152$ ккал/кг. Коэффициент полезного действия расширителя $\eta_p = 0,98$.

Уравнение теплового баланса расширителя

$$W_1^{np} i'_k \eta_p = i_2' (W_1^{np} - d) + d i_2'',$$

откуда количество пара, получаемого из расширителя,

$$d = \frac{W_1^{np} (i'_k \eta_p - i_2')}{i_2'' - i_2'} = \frac{(0,041 D_m + 0,11)(223 \cdot 0,98 - 152)}{657 - 152} = 0,0054 D_m + 0,0145 \text{ т/час.}$$

Количество продувочной воды с теплосодержанием 152 ккал/кг, поступающей из расширителя в подогреватель сырой воды, идущей для химической очистки,

$$W_2^{np} = W_1^{np} - d = 0,0356 D_m + 0,0955 \text{ т/час.}$$

Это количество воды спускается из подогревателя в канализацию.

з) Расход пара на подогреватель низкого давления II

Конденсат греющего пара подогревателя низкого давления поступает в конденсатор турбины, и количество проходящей через подогреватель воды равно сумме количеств конденсата D_k , поступающего в конденсатор из турбины, и конденсата греющего пара подогревателя низкого давления. Конденсат в подогревателе подогревается с 37 до 70° С, т. е. на 33° С.

Расход пара на подогреватель низкого давления определяем из уравнения теплового баланса:

$$D_{omб}' = \frac{33(D_k + D_{omб}'')}{(i_2^{omб} - i_2') \eta_n} \text{ т/час,}$$

откуда

$$D_{omб}' = \frac{33 D_k}{(i_2^{omб} - i_2') \eta_n - 33} = \frac{33 D_k}{(650 - 91) \cdot 0,98 - 33} = 0,064 D_k \text{ т/час,}$$

где (см. табл. 4-1 и фиг. 4-15)

$$i_2^{omб} = i_1^{omб} - h^{1-2} \eta_{oi}' = 709,3 - 84,3 \cdot 0,673 = 649,9 \approx 650 \text{ ккал/кг.}$$

Полное количество конденсата, проходящего через подогреватель низкого давления,

$$D_k' = D_k + D_{omб}' = 1,064 D_k \text{ т/час.}$$

В деаэратор поступает $0,98 D_k' = 1,043 D_k$ т/час.

Потеря конденсата $\Delta D_k' = 0,021 D_k$ т/час.

и) Количество химически очищенной воды $W'_{x.o}$, добавляемой в систему питания для покрытия всех потерь пара и конденсата

Необходимое количество химически очищенной воды $W'_{x.o}$ равно сумме потерь, указанных в табл. 4.2.

Таблица 4-2

Весовые потери из пароводяного цикла

Наименование потерь	Величина потерь, т/час
а) Потери воды из цикла станции, обусловленные наличием РОУ	$\Delta W_p = 1,288$
б) Невозврат конденсата пара, отбираемого из турбины на производство	$\Delta D_n = 5,5$
в) Потери конденсата греющего пара отопительных подогревателей	$\Delta D_{o. n} = 0,13$
г) Потери конденсата греющего пара подогревателя высокого давления	$\Delta D_{n. в. д.} = 0,0014 D_m + 0,004$
д) Потери конденсата, возвращаемого из конденсатора турбины	$\Delta D'_k = 0,021 D_k$
е) Расход пара на собственные нужды станции (включая потери)	$D_{c. n} = 0,032 D_m + 0,09$
ж) Спускаемая в канализацию часть продуваемой из котлов воды	$W_2^{np} = 0,0356 D_m + 0,0955$

Сумма потерь $W'_{x. o} = 0,069 D_m + 0,021 D_k + 7,107$ т/час (восполняется в дегазере химически очищенной водой)

к) Полная производительность химводоочистки 9

Полная производительность химводоочистки $W_{x. o}$ равна количеству воды, потребному для покрытия потерь конденсата на станции $W'_{x. o}$ и потерь воды в сети теплофикации

$$\Delta W_m = 0,015 W_m = W''_{x. o} = 1,0 \text{ т/час (см. п. «в»).}$$

Таким образом,

$$W_{x. o} = W'_{x. o} + W''_{x. o} = W'_{x. o} + 1,0 = 0,069 D_m + 0,021 D_k + 8,107 \text{ т/час.}$$

Оценивая потери воды в самой водоочистке в 25% от потребляемой воды, получаем необходимое количество сырой воды:

$$W_{c. o} = \frac{W_{x. o}}{0,75} = 0,092 D_m + 0,028 D_k + 10,8 \text{ т/час.}$$

л) Расход пара из отбора на подогрев воды в подогревателе химводоочистки 8

Температуру сырой воды, поступающей из трубопровода циркуляционной воды после конденсатора турбины, принимаем равной 20° С.

Поверхность охладителя продувочной воды рассчитываем на повышение в нем температуры воды на 10° С. Нагретая в нем до 30° С вода подогревается в подогревателе 9 до 45° С.

Расход пара на подогреватель химводоочистки

$$D_{x. o} = \frac{W_{c. o} (t_2 - t_1)}{(i_{пгб} - i'_1) \eta_n} = \frac{W_{c. o} (45 - 30)}{(709 - 152) 0,98} = 0,00253 D_m + 0,00077 D_k + 0,297 \text{ т/час.}$$

Конденсат греющего пара возвращается в дегазер полностью.

м) Полная потребность в паре 5 ата

Полная потребность в паре с давлением 5 ата для различных целей указана в табл. 4-3.

Потребность в паре с давлением в 5 ага

Назначение расхода пара	Количество, т/час
а) На производство	$D_n = 11,0$
б) На отопительные подогреватели	$D_{o,n} = 6,49$
в) На подогреватель высокого давления	$D_{n.v.d} = 0,0708 D_m + 0,195$
г) На подогреватель воды и химводоочистке	$D_{x.o} = 0,00253 D_m + 0,00077 D_K + 0,297$
д) Для дегазирования воды	D_d

Суммарная потребность в паре с давлением 5 ага

$$D_{(5)} = 0,0733 D_m + 0,00077 D_K + 17,982 + D_d \text{ т/час.}$$

н) Расход пара из отбора с давлением 5 ага

Расход пара из отбора турбины с давлением 5 ага меньше полной потребности в паре этого давления на количество пара, получаемого из расширителя непрерывной продувки (см. п. «ж»).

Таким образом,

$$D'_{omб} = D_{(5)} - d = 0,0679 D_m + 0,00077 D_K + 17,967 - D_d \text{ т/час.}$$

о) Расход пара на дегазер 12 для подогрева всех поступающих в него потоков воды до 104°С

Величины потоков воды, поступающих в дегазер, и их теплосодержание указаны в табл. 4-4.

Таблица 4-4

Сводная таблица для составления теплового баланса дегазера

У.п.п.	Поступает в дегазер	Количество, т/час	Теплосодержание, ккал/кг
1	Конденсат из конденсатора турбины (с учетом конденсата греющего пара подогревателя низкого давления)	$0,98 D'_K = 1,043 D_K$	70
2	Конденсат вторичного пара РОУ (с производства)	$0,6 D'_{o,n} = 1,8$	80
3	Конденсат производственного пара, подаваемого из отбора турбины	$0,5 D_n = 5,5$	80
4	Конденсат греющего пара отопительных подогревателей	$0,98 D_{o,n} = 6,36$	80
5	Конденсат из подогревателя высокого давления	$0,98 D_{n.v.d} = 0,0694 D_m + 0,191$	152
6	Конденсат из подогревателя химводоочистки	$D_{x.o} = 0,00253 D_m + 0,00077 D_K + 0,297$	152
7	Добавка химически очищенной воды	$W'_{x.o} = 0,069 D_m + 0,021 D_K + 7,107$	45
8	Пар из отбора турбины (5 ага)	D_d	709

Из дегазера вода с температурой $\sim 104^\circ \text{C}$ подается питательными насосами в котлы, а также для охлаждения пара в холодильнике 10, всего в количестве (см. пп. "г" и "д")

$$W_{п.в} + W_{охл} = 1,073 D_m + 3,288 \text{ т/час.}$$

Коэффициент полезного действия дегазера принимаем равным $\eta_d = 0,98$.

Расход пара на дегазер D_d определяем из уравнения его теплового баланса:

$$(1,043 D_{к70} + 1,8 \cdot 80 + 5,5 \cdot 80 + 6,36 \cdot 80 + 0,0694 D_m 152 + 0,191 \cdot 152 + 0,00253 D_m 152 + 0,00077 D_{к152} + 0,297 \cdot 152 + 0,069 D_m 45 + 0,021 D_{к45} + 7,107 \cdot 45 + D_d 709) 0,98 = 1,073 D_m 104 + 3,288 \cdot 104.$$

Преобразуя уравнение баланса, имеем:

$$72,6 D_{к} + 13,75 D_m + 1456 + 694 D_d = 111,5 D_m + 342,$$

откуда расход пара на дегазер

$$D_d = 0,1408 D_m - 0,1046 D_{к} \sim 1,605 \text{ т/час.}$$

и) Уравнения для расходов пара из отборов в виде:

$$D'_{отб} = f_1(D_m) \text{ и } D''_{отб} = f_2(D_m)$$

Подставляя выражение D_d в уравнение для отбора пара $D'_{отб}$, получаем окончательное выражение для величины отбора при 5 ата:

$$D'_{отб} = 0,2087 D_m - 0,1038 D_{к} + 16,362 \text{ т/час.}$$

Для величины отбора пара при 0,76 ата на регенеративный подогрев питательной воды ранее было получено выражение

$$D''_{отб} = 0,064 D_{к} \text{ т/час.}$$

Для возможности определения интересующих нас трех величин D_m , $D'_{отб}$ и $D''_{отб}$ составляем уравнение мощности турбогенератора при нагрузке $\dot{N}_g = 2000 \text{ кВт}$, причем пользуемся уравнением весового баланса конденсатора.

р) Уравнение мощности турбины и определение D_m , $D'_{отб}$ и $D''_{отб}$

Пользуясь данными табл. 4-1, составляем уравнение мощности турбины:

$$\dot{N}_g 860 = D_{к} H_{г} + D'_{отб} h_{г}^{0-1} + D''_{отб} h^{0-2}.$$

Подставляя в него значения величин, имеем:

$$2 \cdot 860 = D_{к} 152,1 + (0,2087 D_m - 0,1038 D_{к} + 16,362) 36,5 + 0,064 D_{к} 91,1,$$

или

$$7,62 D_m + 154,32 D_{к} = 1122,5.$$

Уравнение весового баланса конденсатора имеет вид

$$D_{к} = D_m - D'_{отб} - D''_{отб}.$$

или

$$D_{к} = D_m (0,2087 D_m - 0,1038 D_{к} + 16,362) - 0,064 D_{к}.$$

откуда

$$D_{к} = 0,824 D_m - 17,04 \text{ т/час.}$$

Решая совместно уравнения мощности турбины и весового баланса конденсатора, определяем:

$$D_m = 27,85 \text{ т/час.}$$

$$D_{к} = 5,91 \text{ т/час.}$$

Из предыдущего имеем:

$$D_{отб}'' = 0,064 D_{\kappa} = 0,376 \text{ м}^3/\text{час};$$

$$D_{отб}' = D_{\pi} - D_{отб}'' = D_{\kappa} = 27,85 - 5,91 - 0,376 = 21,564 \text{ м}^3/\text{час}.$$

с) Подставляем полученные величины в ранее выведенные выражения расходов пара на различные аппараты и расходов воды для различных надобностей и результаты сводим в табл. 4-5.

Таблица 4-5

Сводная таблица расходов пара и воды

№ п/п	Наименование потока	м ³ /час
1	Расход пара из котла $D_{котл}^{бр}$	31,59
2	Расход пара на турбину D_{π}	27,85
3	Количество отбираемого пара $D_{отб}'$ из отбора с давлением 5 ата	21,564
4	Количество отбираемого пара $D_{отб}''$ из отбора с давлением 0,76 ата	0,376
5	Количество пара, поступающее в конденсатор, D_{κ}	5,91
6	Количество питательной воды $W_{п.в}$	32,84
7	Количество конденсата, проходящее через подогреватель низкого давления, D_{κ}'	6,286
8	Количество продувочной воды $W_1^{пр}$	1,25
9	Количество продувочной воды, спускаемое в канализацию, $W_2^{пр}$	1,035
10	Количество пара, получаемое из расширителя непрерывной продувки, d	0,165
11	Расход пара на собственные нужды и потери $D_{с.н}$	0,99
12	Количество пара поступающее в редукционно-охладительную установку, $D_{в.п}$	2,76
13	Количество охлаждающей воды $W_{охл}$ для РОУ	0,328
14	Расход пара на подогреватель высокого давления $D_{п.в.д}$	2,167
15	Расход пара на подогреватель низкого давления $D_{п.н.д} = D_{отб}''$	0,376
16	Расход пара на отопительную подогревательную установку $D_{от.п}$	6,49
17	Расход пара на подогреватель воды, поступающей в химочистку, $D_{х.о}$	0,372
18	Расход пара на дегазер $D_{д}$	1,702
19	Количество потерь конденсата, восполняемое химически очищенной водой, $W_{х.о}'$	9,154
20	Полная производительность химводоочистки $W_{х.о} = W_{х.о}' + W_{х.о}''$	10,154
21	Количество сырой воды, поступающей в химводоочистку, $W_{с.с}$	14,9

т) Для проверки точности расчета тепловой схемы составляем табл. 4-6 водяного баланса дегазера.

Таблица 4-6

Водяной баланс дегазера

№ п/п	Поступает в дегазер	т/час
1	Конденсат из конденсатора $0,98 D'_{\kappa} = 0,98 \cdot 6,286 \dots$	6,16
2	Конденсат из подогревателя высокого давления $0,98 D_{\text{н.в.д}} = 0,98 \cdot 2,167 \dots$	2,122
3	Конденсат из отопительной подогревательной установки $0,98 D_{\text{о.п}} = 0,98 \cdot 6,49 \dots$	6,36
4	Конденсат из подогревателя химочистки $D_{\text{х.о}} \dots$	0,372
5	Конденсат отборного пара 5 ата, возвращаемый с производства $0,5 D_{\text{п}} \dots$	5,5
6	Конденсат вторичного пара РОУ, возвращаемый с производства $0,6 D'_{\text{в.п}} = 0,6 \cdot 3 \dots$	1,8
7	Добавка химически очищенной воды $W'_{\text{х.о}} \dots$	9,154
8	Пар для дегазирования воды $D_{\text{д}} \dots$	1,702
	Всего $W'_{\text{д}} \dots$	33,172
	Расходуется из дегазера	
1	Для питания котлов $W_{\text{п.к}} \dots$	32,84
2	Для охлаждения пара в редукционно-охладительной установке (10) $W_{\text{о.хл}} \dots$	0,328
	Всего $W''_{\text{д}} \dots$	33,168

Расчет схемы выполнен по логарифмической линейке длиной 50 см. Как видно из табл. 4-6, невязка баланса прихода и расхода воды в дегазере

$$\Delta W_{\text{д}} = W'_{\text{д}} - W''_{\text{д}} = 33,172 - 33,168 = 0,004 \text{ т/час},$$

что составляет $\sim 0,012\%$ от $W'_{\text{д}}$.

4-21. 1. Подогревательная установка. При тепловом потреблении $Q = 12 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$ и графика температур воды $130 \div 70^\circ \text{C}$ расход циркулирующей сетевой воды

$$W_c = \frac{12 \cdot 10^6}{(130 - 70) \cdot 10^3} = 200 \text{ т/час}.$$

Тепловой баланс пикового подогревателя сетевой воды 8 выражается уравнением

$$W_c (130 - 95) = D_{\text{н.п}} (i_1'' - i_1') \eta_{\text{п}} = D_{\text{н.п}} (727 - 181) 0,98,$$

откуда расход пара на пиковый подогреватель

$$D_{\text{н.п}} = \frac{200 \cdot 35}{546 \cdot 0,98} = 13,1 \text{ т/час}.$$

Тепловой баланс основных подогревателей 9 вместе с охладителем конденсата 10 выражается равенством:

$$W_c (95 - 70) = [D_{n,n} (i_1' - 80) + D_{o,n} (i_3^n - 80)] \eta_n = \\ = [13,1 (181 - 80) + D_{o,n} (645 - 80)] 0,98,$$

откуда расход пара на основную подогревательную установку

$$D_{o,n} = \frac{200 \cdot 25 - 13,1 \cdot 101 \cdot 0,98}{565 \cdot 0,98} = 6,7 \text{ т/час.}$$

Температуру воды t_n перед основными подогревателями определим из теплового баланса охладителя конденсата 10:

$$W_c (t_n - 70) = (D_{n,n} + D_{o,n}) (i_3' - 80) \eta_n = (13,1 + 6,7) (104 - 80) 0,98,$$

откуда

$$t_n = 70 + \frac{(13,1 + 6,7) 24 \cdot 0,98}{200} = 72,3^\circ \text{C.}$$

2. Подогреватель высокого давления. Расход питательной воды

$$W_{n,в} = 70 + 13 + 2 = 73,3 \text{ т/час.}$$

Тепловой баланс подогревателя имеет вид:

$$W_{n,в} (i_{n,в} - 104) = D_{n,в,д} (i_2^n - i_2') \eta_n.$$

Подставляя в него значения величин, имеем:

$$73,3 (150 - 104) = D_{n,в,д} (703 - 159) 0,98,$$

откуда

$$D_{n,в,д} = \frac{73,3 \cdot 46}{544 \cdot 0,98} = 6,3 \text{ т/час.}$$

8. Дегазер. Весовой баланс дегазера

$$D_k' + D_{n,n} + D_{o,n} + D_{д} + D_{n,к} + D_{n,в,д} + D_{х,о} = W_{n,в},$$

где D_k' — количество воды, поступающей из конденсатора в подогреватель низкого давления, и

$$D_{х,о} = 2,0 + (1,3 - 0,3) + 8 = 11 \text{ т/час}$$

— количество химически очищенной воды, поступающей в дегазер для восполнения потерь из пароводяного тракта.

Подставляя в него значения величин, имеем:

$$D_k' = 73,3 - 13,1 - 6,7 - 12 - 6,3 - 11 - D_{д} = 24,2 - D_{д}.$$

где $D_{д}$ — количество пара, поступающего в дегазер из отбора с давлением 1,2 атм.

Тепловой баланс дегазера выражается равенством

$$D_k' 60 + (D_{n,n} + D_{o,n}) 80 + D_{д} 645 + D_{n,к} 80 + D_{n,в,д} 159 + \\ + D_{х,о} 40 = W_{n,в} 104 \frac{1}{\eta_{д}}.$$

После преобразований, получаем:

$$(24,2 - D_{\partial}) 60 + 19,8 \cdot 80 + D_{\partial} 645 + 12,80 + 6,3 \cdot 159 + 11 \cdot 40 = \frac{73,3 \cdot 104}{0,97},$$

откуда расход пара на дегазер

$$D_{\partial} = 4,1 \text{ т/час}$$

и

$$D'_K = 24,2 - 4,1 = 20,1 \text{ т/час.}$$

4. Подогреватели низкого давления. Тепловой баланс эжекторного подогревателя имеет вид

$$D'_K (t_{K, \partial} - t_K) = D_{эж} (i_{эж} - 100) \eta_{эж},$$

где $t_{K, \partial}$ — температура конденсата после эжекторного подогревателя.

Подставляя в него значения величин, имеем:

$$20,1 (t_{K, \partial} - 29) = 0,3 (750 - 100) 0,99,$$

откуда

$$t_{K, \partial} = 29 + \frac{0,3 \cdot 650 \cdot 0,99}{20,1} = 38,5^\circ \text{C.}$$

Тепловой баланс подогревателя низкого давления δ выражается равенством

$$D'_K (60 - t_{K, \partial}) = D_{п.н. \delta} (i_4'' - i_4') \eta_n,$$

или

$$20,1 (60 - 38,5) = D_{п.н. \delta} (610 - 69) 0,98,$$

откуда расход пара на подогреватель низкого давления

$$D_{п.н. \delta} = \frac{20,1 \cdot 21,5}{541 \cdot 0,98} = 0,816 \text{ т/час.}$$

Количество пара, проходящее в конденсатор,

$$D_K = D'_K - D_{эж} - D_{п.н. \delta} = 20,1 - 0,3 - 0,816 \approx 19,1 \text{ т/час.}$$

5. Электрическая мощность. Внутренняя мощность машины может быть определена суммированием мощностей, создаваемых отдельными потоками пара, отбираемыми из турбины при разных давлениях:
Пар 10 атм

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{(D_{п.н.} + D_{п.н.}) (i_0 - i_1'')}{860} = \frac{33,1 (788 - 727)}{860} = \\ &= \frac{2019 \cdot 10^3}{860} = 2350 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Пар 6 атм

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{D_{п.н. \delta} (i_0 - i_2'')}{860} = \frac{6,3 (788 - 703)}{860} = \\ &= \frac{527 \cdot 10^3}{860} = 613 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Пар 1,2 ата

$$n_3 = \frac{(D_{o,n} + D_d)(i_0 - i_3^n)}{860} = \frac{10,8(788 - 645)}{860} =$$

$$= \frac{1544 \cdot 10^3}{860} = 1800 \text{ квт.}$$

Пар 0,3 ата

$$n_4 = \frac{D_{п.к.д}(i_0 - i_4^n)}{860} = \frac{0,816(788 - 610)}{860} =$$

$$= \frac{142 \cdot 10^3}{860} = 164 \text{ квт.}$$

Пар, проходящий в конденсатор,

$$n_5 = \frac{D_k(i_0 - i_5^n)}{860} = \frac{19,1(788 - 563)}{860} =$$

$$= \frac{4298 \cdot 10^3}{860} = 4990 \text{ квт.}$$

Полная внутренняя мощность $N_{вн} = 9917 \text{ квт.}$

Мощность на зажимах электрического генератора при $\eta_{ген} = 0,96$ и $\eta_{мех} = 0,98$

$$N_g = N_{вн} \eta_{мех} \eta_{ген} = 9917 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 9332 \text{ квт.}$$

ГЛАВА ПЯТАЯ

СОБСТВЕННЫЕ НУЖДЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

✓ **Задача 5-1.** Станция выработала $\mathcal{E} = 100 \cdot 10^9$ *квтч/год* и израсходовала на собственные нужды 10% выработанной электроэнергии и 2% выработанного количества пара. Определить расход условного топлива на собственные нужды станции, если удельный расход условного топлива брутто $b_g = 0,5$ *кг/квтч*, испарительная способность условного топлива $u = 8$ и средний годовой удельный расход пара $d_g = 5,2$ *кг/квтч*.

Задача 5-2. Мощность, необходимая для собственных нужд станции при ее максимальной нагрузке, равной $50\,000$ *квт*, составляет 10% . Определить при половинной нагрузке станции мощность для собственных нужд, приняв постоянную ее часть равной 25% мощности собственных нужд при максимальной нагрузке.

Задача 5-3. Мощность, необходимая для собственных нужд станции, $N_{с.н.}^{max}$ составляет 12% максимальной нагрузки станции, причем постоянная ее часть равна $0,4$ от $N_{с.н.}^{max}$. Определить мощность собственных нужд при нагрузке станции, равной $0,6$ максимальной, в процентах этой нагрузки.

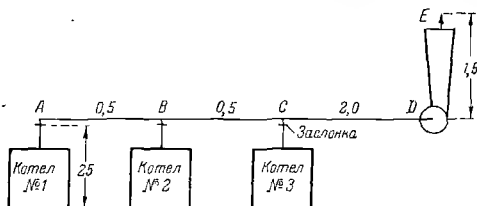
Задача 5-4. Определить ориентировочно возможную производительность котла в доле его нормальной нагрузки при уменьшении располагаемой тяги в n раз.

Задача 5-5. Необходимая при полной нагрузке котла D_x тяга $S_x = 80$ *мм вод. ст.* создается частично дымососом, частично дымовой трубой. Определить возможную нагрузку котла D_x при выходе из строя дымососа и работе котла при естественной тяге $S_x = 20$ *мм вод. ст.* Необходимые для расчета величины принять по табл. 5-1.

Задача 5-6. Построить зависимость необходимого полного давления дымососа (характеристику газового тракта) и разрежений в газоходе от нагрузки котельной, состоящей из трех котлов; газы из котлов поступают в общий боров. Разрежение, необходимое для работы котла с полной нагрузкой, равно

Таблица 5-1

№ п/п.	Наименование величины	При нормальной нагрузке		При уменьшенной тяге	
		Обозначение	Величина	Обозначение	Величина
1	Коэффициент полезного действия котельного агрегата	η_k	0,8	η_x	0,7
2	Коэффициент избытка воздуха в топке	α_n^m	1,35	α_x^m	1,45
3	То же в конце газохода	α_n^{yx}	1,55	α_x^{yx}	1,65
4	Средний коэффициент избытка воздуха	α_n	1,45	α_x	1,55
5	Температура газов в начале газового тракта, °С	t_n^h	1100	t_x^x	1000
6	То же в конце тракта	t_n^{yx}	180	t_x^{yx}	160
7	Средняя температура газов в °С	t_n	640	t_x	580
8	То же в °К	T_n	913	T_x	853



Фиг. 5-1. Схема газоходов котельной с тремя котлами.
Цифры указывают сопротивления участков тракта в мм вод. ст. при работе одного котла.

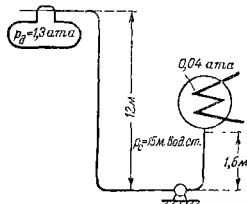
25 мм вод. ст., из которых 2 мм — разрежение вверху } топки. Сопротивления отдельных участков общего газохода (мм вод. ст.) при работе котла № 1 с полной нагрузкой указаны на схеме фиг. 5-1. Сопротивление напорного участка сечи DE при работе одного котла с полной нагрузкой, включая динамическое давление (необходимое для создания скорости выходящих из трубы газов), равно 1,5 мм вод. ст.

Задача 5-7. Определить необходимую высоту подпора воды во всасывающей трубе питательного насоса, подающего одно и то же количество воды из дегазера, при давлениях p_d в нем 1,2 и 4,85 атм. Сопротивление всасывающего трубопровода p_c при $p_d = 1,2$ атм принять равным 2,4 мм вод. ст., включая дина-

мическое давление, соответствующее скорости воды при входе в насос. Атмосферное давление принять равным 760 мм рт. ст. $\approx 1,033 \text{ ата}$. Температуры воды в дегазере равны температурам кипения при давлениях p_a .

Задача 5-8. Определить возможную высоту всасывания насосом воды из открытого бака с температурой $t_k = 50^\circ \text{C}$, если сопротивление всасывающей линии $p_c = 3 \text{ м вод. ст.}$ и давление атмосферы $p_a = 735 \text{ мм рт. ст.}$ Удельный вес воды при 50°C равен 988 кг/м^3 . Величину Δt_k принять равной 3°C (см. решение задачи 5-7).

Задача 5-9. Определить необходимое давление насоса, откачивающего конденсат из конденсатора паровой турбины в дегазер при давлении в конденсаторе $p_{\text{конд}} = 0,04 \text{ ата}$ и в дегазере $p_d = 1,3 \text{ ата}$. Ввод воды в деаэратор расположен выше оси насоса на 12 м. Высота столба воды во всасывающей трубе насоса 1,6 м. Согласно требованию завода давление воды при входе в дегазер должно быть не менее 6 м вод. ст. Сопротивление всасывающего и напорного трубопроводов, включая эжекторный, сальниковый и регенеративный подогреватели, $p_c = 15 \text{ м вод. ст.}$ Среднюю температуру воды в тракте принять 50°C . Давление атмосферы $p_a = 760 \text{ мм рт. ст.}$ Схема установки изображена на фиг. 5-2.



Фиг. 5-2. Схема для определения давления конденсатного насоса.

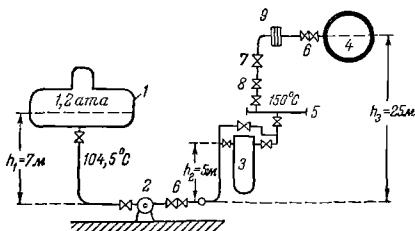
Задача 5-10. Определить необходимую величину подпора для насоса (фиг. 5-6,б), откачивающего конденсат из конденсатора турбины, давление в котором равно $0,01 \text{ ата}$. Переохлаждение конденсата 2°C . Сопротивление трубопровода от конденсатора до насоса $1,0 \text{ м вод. ст.}$ Величину Δt_k принять равной 3°C (см. решение задачи 5-7).

Задача 5-11. Определить высоту подпора для насоса, откачивающего воду с температурой 90°C из открытого бака. Сопротивление трубопровода $2,4 \text{ м вод. ст.}$ Давление атмосферы $p_a = 735 \text{ мм рт. ст.} \approx 1,0 \text{ ата}$. Величину Δt_k принять равной 6°C (см. решение задачи 5-7). Обозначения величин см. в задаче 5-9.

Задача 5-12. Определить наибольшую температуру воды, при которой возможно всасывание ее насосом из открытого

бака, если величина $p_k + p_c$ (см. задачу 5-7) равна 4 м вод. ст. и давление атмосферы $p_a = 760$ мм рт. ст.

Задача 5-13. а) Определить необходимое давление питающего насоса при полной и половинной нагрузках котла с максимальным рабочим давлением $p_p = 39$ атм, необходимую мощность электродвигателя для насоса и максимальную потребляемую от сети мощность при следующих условиях: производительность котла $D_{\max} = 120$ т/час; высота подпора на всасе насоса $h_1 = 7$ м; давление в дегазере 1,2 атм; высота расположения входного водяного патрубка подогревателя высокого давления



Фиг. 5-3. Схема питательного тракта.

1 — дегазер; 2 — питательный насос; 3 — подогреватель высокого давления; 4 — барабан котла; 5 — двойная питательная магистраль; 6 — обратный клапан; 7 — автомат питания; 8 — регулирующий вентиль; 9 — во. омер.

давления $h_2 = 5$ м и ввода воды в котел $h_3 = 25$ м над осью насоса; температура питательной воды 150°C ; давление пара у турбины 35 атм; давление отбрасываемого для подогрева воды пара 6 атм; разность давлений пара в барабане котла и при входе в турбину при полной нагрузке котла равна 4 атм. Потеря давления p_c при $D_{\max}$ на прямых и фасонных участках питательной линии, в арматуре, измерительных и автоматических приборах, экономайзере и подогревателе высокого давления составляет при работе одной напорной магистрали 100 м вод. ст., включая динамическое давление, соответствующее скорости воды при входе в котел. Схема питательного тракта изображена на фиг. 5-3, а характеристика насоса — на фиг. 5-4. Зависимость сопротивления питательного тракта от скорости воды и потерь давления в пароперегревателе и паропроводе от скорости пара принять параболической (квадратичной). Сжатия воды и продукты котла не учитывать.

б) Дать краткое сравнение различных способов регулирования подачи насоса.

реостатом в цепи ротора двигателя. Давление, создаваемое насосом, пропорционально квадрату числа оборотов.

Задача 5-17. Подобрать для работы в качестве дымососа при непосредственном соединении с электродвигателем с $n = 580$ об/мин вентилятор „Сирокко“ среднего давления для условий: полное сопротивление газового тракта котла $H_n = 68$ мм вод. ст.; температура газов перед дымососом $t_0 = 160^\circ\text{C}$; производительность дымососа $Q = 72\,000$ м³/час. Определить также необходимую мощность электродвигателя для дымососа.

Задача 5-18. Как и почему изменится мощность на валу вентилятора, подающего $V = 125\,000$ м³/час воздуха с температурой 300°C в систему пылеприготовления и к горелкам топки парового котла, если переставить вентилятор с обычного места установки (до воздухоподогревателя) на участок воздуховода после него, т. е. с холодного воздуха на горячий? Сопротивление воздушного тракта в обоих случаях $P = 160$ мм вод. ст.

Задача 5-19. а) Вентилятор работает с постоянным числом оборотов и подает воздух по замкнутому кольцевому тракту в количестве G кг/час при температуре t_1 . Как изменится мощность на валу вентилятора, если нагреть воздух до температуры $t_2 > t_1$?

б) Вычислить нагревание воздуха в вентиляторе при установке его до и после воздухоподогревателя согласно условиям задачи 5-18, причем к. п. д. вентилятора $\eta_v = 0,5$ считать принятым по статическому напору.

Задача 5-20. Дымосос при полностью открытой заслонке отсасывает $120\,000$ м³/час дымовых газов при температуре $t_2 = 180^\circ\text{C}$ и удельном весе $\gamma_2 = 0,87$ кг/м³, создавая при этом давление 200 мм вод. ст.

Температура газов при входе в конвективную поверхность нагрева котла $t_1 = 1100^\circ\text{C}$. Коэффициент полезного действия дымососа $\eta_0 = 0,545$.

Определить, как изменится необходимая мощность электродвигателя дымососа, если пустить его при холодном котле с тем же числом оборотов, не изменяя открытия заслонки, и какова будет потребная мощность при подаче воздуха в том же объеме ($120\,000$ м³/час). Температура воздуха $t_0 = 30^\circ\text{C}$.

Задача 5-21. Коэффициент полезного действия генератора $25\,000$ квт при его нагрузке $20\,000$ квт и $\cos \varphi = 0,8$ равен $0,974$. Генератор работает с этой нагрузкой при $\cos \varphi = 0,65$. Определить необходимое количество воды для воздухоохладителя генератора, если она не должна нагреваться более чем до 28°C и начальная температура ее 20°C .

Задача 5-22. Вычислить количество воды с $t = 20^\circ\text{C}$, необ-

ходящей для маслоохладителя при номинальной нагрузке турбины, вращающей электрический генератор с характеристиками, указанными в задаче 5-21, если механический к. п. д. турбины $\eta_{мех} = 0,985$ и допустимая температура воды после холодильника 40°C .

Задача 5-23. Вакуум в выхлопном патрубке турбины $H = 720$ мм рт. ст. (высота приведена к температуре 0°C). Давление атмосферы по барометру, установленному в машинном зале, $B = 750$ мм рт. ст.

Определить вакуум в процентах и абсолютное давление в конденсаторе.

Задача 5-24. Потребная мощность на валу питательного насоса котельной установки конденсационной электростанции $N_{нас} = 250$ кВт. Как изменится часовой расход условного топлива на питание котлов, если заменить электронасос паровым турбонасосом, работающим на выхлоп при давлении $1,2$ атм?

Для расчета принять: механический к. п. д. насосной турбины $\eta_{м.н}^{т.н} = 0,92$; внутренний относительный к. п. д. насосной турбины $\eta_{ci}^{т.н} = 0,45$; внутренний относительный к. п. д. главной турбины $\eta_{ci}^m = 0,8$; механический к. п. д. главной турбины $\eta_{мех}^m = 0,97$; к. п. д. электрического генератора $\eta_{ген} = 0,96$; к. п. д. электрической сети собственных нужд $\eta_{э.с} = 0,94$ (включая трансформаторы); к. п. д. электродвигателя насоса $\eta_{э.дв} = 0,93$; адиабатическое теплопадение в главной турбине $H_m = 287$ ккал/кг; адиабатическое теплопадение в насосной турбине $H_{т.н} = 177$ ккал/кг; начальные параметры пара для обеих турбин: $p = 35$ атм и $t = 435^\circ\text{C}$ ($i = 787$ ккал/кг); температура питательной воды котлов $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$; к. п. д. котельной установки $\eta_{к.у} = 0,83$; к. п. д. трубопроводов $\eta_{тр} \approx 1,0$.

Задача 5-25. Вычислить экономию в расходе топлива при замене питательного насоса с электроприводом паровым турбонасосом с использованием отработавшего в нем пара для нужд теплового потребления взамен свежего пара из котлов, получавшегося потребителями тепла при электрическом приводе насоса. Мощность насоса, параметры пара и все необходимые для расчета к. п. д. принять, как в задаче 5-21.

Задача 5-26. Вычислить уменьшение расхода топлива на станции при замене электрического привода питательного насоса паровым приводом с использованием отработавшего в нем пара, предположив, что электроэнергия для питательного электронасоса вырабатывается в главной турбине тоже на тепловом потреблении, которое при паровом приводе будет удовлетворяться его отработавшим паром. Мощность насоса, начальные

параметры пара и все необходимые для расчета к. п. д. принять, как в задаче 5-21.

Задача 5-27. Конденсационная электростанция с тремя турбинами по $N_k = 5000$ *квт* с параметрами пара у турбин $p_1 = 29$ *ата*; $t_1 = 400^\circ\text{C}$ и $p_2 = 0,04$ *ата* имеет к. п. д. $\eta_{гек} \eta_{мех} = 0,93$ и $\eta_{об} = 0,66$; коэффициент холостого расхода пара турбин $x = 0,08$; охлаждающая вода для конденсаторов турбин поступает из прудов, наполняемых до максимальной отметки к началу зимнего периода и не имеющих зимой пополнения убыли воды в течение 5 мес. Вычислить, какое количество электроэнергии станция может выработать за указанный период времени при числе машино-часов $m = 9200$, если количество воды в пруде между максимальной и минимальной возможными для работы циркуляционных насосов отметками $Q = 180 \cdot 10^3$ *м*.

Переохлаждение конденсата принять равным 2°C . Регенеративного подогрева питательной воды не учитывать.

Примечание. Условия водоснабжения, аналогичные указанным в задаче, имеются на некоторых станциях в СССР, в частности на одной из ГЭС Мосэнерго.

Задача 5-28. Сравнить часовой расход охлаждающей воды для следующих трех электростанций при работе их с электрической мощностью $N_g = 1700$ *квт* и начальной температуре охлаждающей воды $t_1^a = 15^\circ\text{C}$ (прямоточное водоснабжение):

а) Турбинная электростанция с параметрами пара $p_1 = 20$ *ата*; $t_1 = 340^\circ\text{C}$; $p_2 = 0,05$ *кг/см²*; удельным расходом пара $d_g = 5,8$ *кг/квтч*; $\eta_{гек} \eta_{мех} = 0,9$ и переохлаждением конденсата в конденсаторах турбин 3°C .

б) Локомотивная электростанция с параметрами пара $p_1 = 16$ *ата*; $t_1 = 325^\circ\text{C}$; $p_2 = 0,1$ *кг/см²*; удельным расходом пара $d_{ггб} = 4,8$ *кг/л. с. ч.*; непосредственным соединением генератора с локомотивом; $\eta_{гек} = 0,92$ и $\eta_{мех} = 0,89$.

в) Дизельная электростанция с удельным расходом мазута ($Q_p' = 10000$ *ккал/кг*) $b_{ад.} = 197$ *г/л. с. ч.*; потерей тепла с водой, охлаждающей рабочие цилиндры двигателей, 32% подведенного тепла и $\eta_{гек} = 0,92$. Допустимая температура воды при выходе из рубашек цилиндров $t_2^a = 50^\circ\text{C}$.

Задача 5-29. Для локомотивной электростанции задачи 5-28 определить необходимую площадь орошения закрытой капельной градин при условиях: абсолютное давление в конденсаторе $p_k = 0,1$ *ата*, как в задаче 5-28; температура воды при входе в смешивающий конденсатор, равная ее температуре после охлаждения в градине, $t_1^a = t_2^a = 27^\circ\text{C}$; температура

воздуха по сухому термометру $\theta_1 = 23^\circ \text{C}$. Относительная влажность воздуха $\varphi = 48\%$.

Определить также необходимую добавку воды в циркуляционную систему охлаждения, приняв карбонатную жесткость добавочной воды $a_0 = 3,57 \text{ мг-экв/л}$ и допустимую предельную жесткость воды в системе $a_n = 6,43 \text{ мг-экв/л}$.

Задача 5-30. Для дизельной электростанции задачи 5-28 определить необходимую площадь орошения бапечной капельной градирни, охлаждающей воду до 27°C при тех же атмосферных условиях, что и в задаче 5-29, т. е. при $\theta_1 = 23^\circ \text{C}$ и $\varphi = 48\%$.

Задача 5-31. Станция с четырьмя турбинами ВТ-25 ($p_1 = 90 \text{ атм}$; $t_1 = 550^\circ \text{C}$; $i_1 = 839 \text{ ккал/кг}$) вырабатывает $1660000 \text{ кВтч/сутки}$ и отпускает потребителям тепла пар из отбора в количестве $D_{отб} = 3000 \text{ т/сутки}$ при коэффициенте недониспользования отбираемого пара $y = 0,32$. Коэффициент холостого расхода пара турбинами $x = 0,07$. Все турбины работают круглые сутки.

Определить необходимую активную поверхность пруда для охлаждения воды для конденсаторов турбин при естественной температуре воды в пруде $t_n = 18^\circ \text{C}$. Допустимое повышение температуры воды в пруде сверх указанной t_n принять $\delta = 6^\circ \text{C}$ и кратность расхода охлаждающей воды к расходу конденсируемого пара равной 60. Найти также количество воды, испаряющейся за сутки из пруда, в процентах циркулирующей воды.

Задача 5-32. Для турбинной электростанции задачи 5-31 определить размеры бассейна, оборудованного соплами Петрова П-16 с диаметром выходного отверстия 8 мм, и найти температуру охлажденной воды при скорости ветра 2 м/сек и температурах воздуха по сухому термометру $\theta_1 = 25^\circ \text{C}$ и мокрому термометру $\tau = 18,7^\circ \text{C}$, что соответствует относительной влажности воздуха $\varphi = 55\%$.

Задача 5-33. Для вентилятора по расчету требуется электродвигатель трехфазного тока мощностью (на муфте) $N_1 = 25 \text{ кВт}$. Вместо него установлен электродвигатель с $N_2 = 50 \text{ кВт}$. Как изменятся мощность, потребляемая агрегатом из сети, а также величина тока и потеря мощности в питающем двигателе кабеле? Напряжение в сети $V = 500 \text{ в}$.

Задача 5-34. Сравнить термические удлинения паропроводов, сделанных из хромомолибденовой 15ХМ ($1\% \text{ Cr}$, $0,5\% \text{ Mo}$) и аустенитной 1Х18Н9Т ($18\% \text{ Cr}$, $9\% \text{ Ni}$, $0,5\% \text{ Ti}$) сталей при рабочей температуре пара $t = 600^\circ \text{C}$, а также усилия, воспринимаемые его неподвижными концевыми опорами. Внутренний диаметр паропровода $d_{вн} = 300 \text{ мм}$; толщина стенки 16 мм. Характеристики сталей приведены в табл. 5-5. Длину паропровода принять равной 50 м.

Задача 5-35. Рассчитать на усилия от внутреннего давления главный паропровод станции с параметрами пара при выходе из котлов: $p_k = 38,5 \text{ атм}$ и $t_k = 450^\circ \text{C}$ (давление в барабане 40 атм) и у турбин: $p_m = 35 \text{ атм}$ и $t_m = 435^\circ \text{C}$. Расчетный расход пара $D = 60 \text{ т/час}$. Длина паропровода (прямых участков) по наиболее невыгодной трассе $l = 70 \text{ м}$. Местные сопротивления: задвижек — 6, колен (огводов) — 7, тройников — 4 и водоотделитель перед турбиной — 1. Падение давления в паропроводе не должно превосходить разности давлений $\Delta p = p_k - p_m = 38,5 - 35 = 3,5 \text{ ат}$. Среднюю скорость пара принять $c_c = 50 \text{ м/сек}$.

Задача 5-36. Определить ориентировочно для паропроводов из легированной стали, работающих в условиях ползучести (при $t > 450^\circ \text{C}$), момент появления угрожающего состояния для нпх, требующего вырезки из труб участка для механических испытаний и проверки структуры металла.

Задача 5-37. Определить число элементов батарейного цикла типа БЦ с диаметрами $d = 250 \text{ мм}$, с направляющими аппаратами в виде восьмилопастной розетки (угол наклона лопастей $\beta = 30^\circ$) для котла производительностью 110 т/час , работающего при $p_k = 40 \text{ атм}$ и $t_k = 450^\circ \text{C}$ ($i_k = 796 \text{ ккал/кг}$) на аралычевском тощем угле с $Q_p^p = 6320 \text{ ккал/кг}$. Температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ \text{C}$; $\eta_{к.у} = 0,85$. Температура газов при входе в циклон $t'_{y.к} = 180^\circ \text{C}$; коэффициент избытка воздуха $\alpha' = 1,3$. Сопротивление газового тракта на участке топка — циклон $S = 60 \text{ мм вод. ст.}$. Определить также мощность, требуемую электродвигателем дымососа для преодоления сопротивления циклона.

Задача 5-38. Доказать, что регулирование производительности вентилятора дросселированием при помощи шибер, установленного на его всасывающей стороне, экономичнее, чем при установке шибер на нагнетательной стороне.

РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К гл. 5

5-1. Расход топлива на электрические собственные нужды

$$B_{с.к}^{эл} = 100 \cdot 10^6 \cdot 0,10 \cdot 0,5 = 50 \cdot 10^5 \text{ кг/год} = 5 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Расход топлива на паровые собственные нужды

$$B_{с.к}^{пар} = \frac{D_{к.пл}^{бр} \cdot 0,02}{\eta} = \frac{D_{котла}^{нетто} \cdot 0,02}{(1 - 0,02) \eta} = \frac{\Delta d_s \cdot 0,02}{(1 - 0,02) \cdot 8} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 5,2 \cdot 0,02}{0,98 \cdot 8} =$$

$$= \frac{10,4 \cdot 10^6}{7,84} = 1,327 \cdot 10^6 \text{ кг/год} = 1,327 \cdot 10^3 \text{ т/год}.$$

Полный расход условного топлива на собственные нужды станции

$$B_{c, \kappa} = B_{c, \kappa}^{sA} + B_{c, \kappa}^{nap} = 6,327 \cdot 10^3 \text{ т/год.}$$

5-2. Потребная мощность для собственных нужд при нагрузке станции 25 000 квт

$$N_{c, \kappa}^{c, \kappa} = 0,25 \cdot 0,10 \cdot 50 \ 000 + 0,75 \cdot 0,10 \cdot 25 \ 000 = 3 \ 125 \text{ квт.}$$

$$5-3. \quad q_{0,6} = 0,4 \cdot 12 \frac{1}{0,6} + 0,6 \cdot 12 = 15,2\%.$$

5-4. Сопротивление газоходов котельного агрегата может быть представлено в виде:

$$S = k \frac{w^2}{2u} \gamma = k_1 V_z^2 \gamma = k_2 \frac{(BaT)^2 273}{T} - k_3 \frac{(BaT)^2}{T} = \\ = k_4 \frac{D_{\kappa}^2 \alpha^2 T}{\eta^2} \text{ мм вод. ст.,}$$

где k, k_1, k_2, k_3 и k_4 — коэффициенты пропорциональности;
 w — средняя по газоходам скорость газов;
 γ — средний по газоходам удельный вес газов;
 V_z — средний по газоходам секундный объем газов, при близительном пропорциональный при не очень влажных топливах коэффициенту избытка воздуха α ;
 η — к. п. д. котельного агрегата;
 B — часовой расход топлива, равный $\frac{Dk'}{\eta}$;
 D — производительность котельного агрегата;
 T — средняя температура газов по газоходам, °К.

Если обозначить через D_{κ} нормальную производительность котельного агрегата, через S_{κ} — необходимую для нее тягу (равную сопротивлению газоходов) и через D_x — возможную производительность агрегата при предполагаемой тяге $S_x = \frac{S_{\kappa}}{n}$, то будет иметь место равенство

$$\frac{D_x^2 \alpha_x^2 T_x}{\eta_x^2} = \frac{D_{\kappa}^2 \alpha_{\kappa}^2 T_{\kappa}}{\eta_{\kappa}^2} \cdot \frac{1}{n}, \quad (5-1)$$

в котором индексами n обозначены величины при нормальном режиме, индексом x — при уменьшенной тяге. Из соотношения (5-1) определяем возможную при уменьшенной в n раз тяге производительность котла:

$$D_x = \frac{D_{\kappa}}{n} \cdot \frac{\alpha_{\kappa}}{\alpha_x} \cdot \frac{\eta_x}{\eta_{\kappa}} \sqrt{\frac{T_{\kappa}}{T_x}}.$$

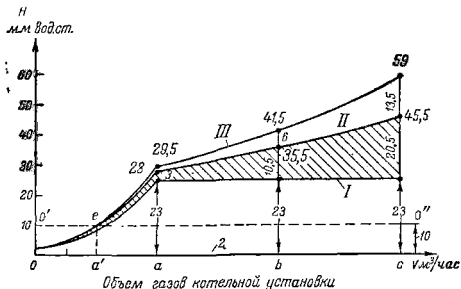
$$5-5. \quad D_x \approx 0,42 D_{\kappa}.$$

5-6. Необходимые разрежения во всасывающем патрубке и полные давления дымососа (без учета самотяги трубы) при работе одного, двух и трех котлов, а также разрежения в точках общего газохода A, B и C , с указанием метода расчета приведены в табл. 5-2.

**Разрежения в газоходе и полное давление дымососа, мм вод. ст.,
при различных нагрузках котельной**

Нагрузка котельной	Разрежение в точках газохода			Необходимое разрежение в соединительном патрубке дымососа (точка D) Кривая II	Сопр. угнетение напорной части газохода	Полное давление дымососа (кривая III)
	A	B	C			
1 Работает котел № 1 с полной нагрузкой	25,0	25,5	26,0	$25,0 + 0,5 + 0,5 +$ $- 2,0 = 28,0$	1,5	$28,0 + 1,5 = 29,5$
2 Работают котлы № 1 и 2 с полной нагрузкой. По участку BD проходит двойное количество газов	25,0	25,5	$25,5 + 0,5 \cdot 2 =$ $= 27,5$	$25,0 + 0,5 + (0,5 +$ $+ 2,0) \cdot 2 = 35,5$	$1,5 \cdot 2 = 3,0$	$35,5 + 3,0 = 38,5$
3 Работают котлы № 1, 2, 3 с полной нагрузкой. По участку BC проходит двойное количество газов, по участку CD — тройное	25,0	25,5	27,5	$25,0 + 0,5 + 0,5 \cdot 2 +$ $+ 2,0 \cdot 3 = 45,5$	$1,5 \cdot 3 = 4,5$	$45,5 + 4,5 = 50,0$

Характеристика газового тракта, построенная на основе вычисленных данных, изображена кривой *III* на фиг. 5-5. Объемы газов $Oa \rightarrow ab \rightarrow bc$ соответствуют полному количеству продуктов горения при работе каждого котла с полной нагрузкой. Заштрихованная часть диаграммы соответствует сопротивлениям всасывающей части *AD* общего газохода. Кривая *II* представляет собой зависимость разрежения во всасывающем патрубке дымососа от нагрузки котельной, а кривая *I* — разрежения в точке *A* присоединения газохода котла № 1 к общему газоходу в зависимости от той же величины. Если учесть самотягу трубы, то полное давление дымососа должно быть уменьшено на величину самотяги при всех нагрузках котельной. Ординаты характеристики сети должны при этом отсчитываться не от линии *Oc*, а от линии *O'O''*, проведенной выше линии *Oc* на величину



Фиг. 5-5. Разрежения в различных точках газового тракта и давление дымососа.

самотяги трубы (в нашем примере — 10 мм вод. ст.). Линия *O'O''* пересекается с характеристикой тракта в точке *e*, абсцисса которой Oa соответствует объему газов при нагрузке котла, которую он может иметь при работе на самотяге (при выключенном дымососе). При параллельной работе трех котлов на самотяге возможная суммарная нагрузка их будет меньше утроенной нагрузки одного котла, соответствующей объему газов Oa' , вследствие увеличения сопротивления общего газохода сравнительно с его сопротивлением при проходе по нему объема газов Oa' . При изменениях нагрузок отдельных котлов от нуля до полной разрежения в концах их газоходов регулируются заслонками (указаны на схеме фиг. 5-1), причем при полной нагрузке 1-го котла заслонка его открыта полностью (кривая *I*, фиг. 5-5). Заслонка 2-го котла при работе котлов 1 и 2 и 1, 2 и 3 с полной нагрузкой прикрыта настолько, что создает сопротивление $0,5 = 25,5$ 25,0 мм вод. ст. (см. таблицу, точка *B*). Заслонка 3-го котла при полной его нагрузке прикрыта настолько, что создает сопротивление $27,5 - 25,0 = 2,5$ мм вод. ст.

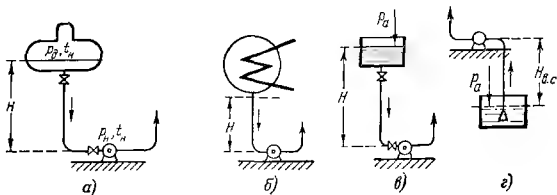
5-7. Необходимая высота подпора *H* (фиг. 5-6,а), если не учитывать явления кавитации, определяется из условия равенства давления воды при входе в насос давлению p_n , соответствующему кипению воды при температуре, с которой она входит в насос. Во избежание парообразования от явления кавитации необходимое давление должно быть больше указанного на некоторую величину p_n , которую по данным некоторых заводов- изгото-

вителей для хороших насосов можно принять соответствующей увеличению температуры кипения воды на $\Delta t_k \approx 6^\circ \text{C}$. Таким образом, минимально допустимая величина H может быть определена из равенства, в котором все члены выражены в кг м^2 или, что то же, в миллиметрах водяного столба:

$$p_d + H\gamma - p_c = p_k + p_k,$$

где p_d — давление в дегазере и $\gamma \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ — удельный вес воды при температуре кипения t_k , соответствующей давлению в дегазере. Если выразить все члены уравнения в метрах водяного столба, то получим:

$$p_d + 10^{-3} H\gamma - p_c = p_k + p_k \text{ м вод. ст.} \quad (5-2)$$



Фиг. 5-6. Схемы для определения высоты подпора и всасывания для насосов.

Если пренебречь охлаждением воды в трубопроводе, то $p_d = p_k$ и

$$H = \frac{p_k + p_c}{\gamma} \cdot 10^3 \text{ м.}$$

Сопротивление всасывающего трубопровода выражается зависимостью вида:

$$p_c = k \frac{w^2}{2g} \gamma = k_1 \left(\frac{G}{\gamma f} \right)^2 \gamma = \frac{k_2}{\gamma} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2} = \frac{k_3}{\gamma} \text{ м вод. ст.},$$

где G — количество подаваемой воды, кг/сек ; f — площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 и w — скорость воды, м/сек , т. е. сопротивление при $f = \text{const}$ и $G = \text{const}$ обратно пропорционально удельному весу воды:

По условиям задачи имеем:

а) Давление в дегазере $p_d = p_k = 1,2 \text{ ата}$ ($t_n = 104,5^\circ \text{C}$). Удельный вес воды $\gamma = 955 \text{ кг/м}^3$. При $t'_k = t_n + \Delta t_k = 104,5 + 6 = 110,5^\circ \text{C}$ давление насыщенного пара равно $1,46 \text{ ата}$ и $p_k = 1,46 - 1,2 = 0,26 \text{ ата}$, т. е. $2,6 \text{ м вод. ст.}$ При сопротивлении всасывающего трубопровода $p_c = 2,4 \text{ м вод. ст.}$ необходимая высота подпора воды

$$H = \frac{2,6 + 2,4}{955} \cdot 10^3 = 5,24 \text{ м.}$$

б) Давление в дегазере $p_d = p_k = 4,85 \text{ ата}$ ($t_n = 150^\circ \text{C}$); $\gamma = 917 \text{ кг/м}^3$. При $t'_k = 150 + 6 = 156^\circ \text{C}$ давление насыщенного пара $5,68 \text{ ата}$ и $p_k =$

$= 5,68 - 4,85 = 0,83 \text{ ата}$, т. е. 8,3 м вод. ст. Сопротивление трубопровода

$$p'_c = 2,4 \frac{955}{917} = 2,5 \text{ м вод. ст.}$$

Необходимая высота подпора

$$H = \frac{8,3 + 2,5}{917} \cdot 10^3 = 11,8 \text{ м.}$$

Как видно из равенств (5-2) и решения задачи, величина H при закрытом баке с кипящей водой, т. е. при $p_0 = p_n$, не зависит от давления в баке, если пренебречь кавитацией, и должна компенсировать только сопротивление трубопровода, практически не зависящее от температуры воды. Явление кавитации вызывает необходимость добавочного подпора, зависящего от совершенства конструкции насоса, влияющей на величину Δt_k , и температуры воды. Чем больше температура воды, тем большая величина p_k соответствует той же величине Δt_k , и чем совершеннее насос, тем меньше необходимая величина Δt_k . При высоких температурах воды высота подпора обуславливается в основном не сопротивлением трубопроводов, а необходимостью предотвратить парообразование в насосе вследствие явления кавитации.

При резком понижении давления в дегазере нарушается равенство $p_0 = p_n$ и могут произойти парообразование в насосе и срыв его работы. Во избежание этого при небольших рабочих давлениях в дегазере желательно создавать для насоса добавочный подпор $\frac{1000}{\gamma} (p_0 - 1,033) \cdot 10 \text{ м}$, где p_0 — давление в дегазере, ата, обеспечивающий надежную работу насоса даже при понижении давления в дегазере до атмосферного (1 ата). При $p_0 = 1,2 \text{ ата}$ добавочный подпор равен $\sim 2 \text{ м}$. При $p_0 = 4,85 \text{ ата}$ он равен $\sim 38 \text{ м}$, что практически невыполнимо. В этом случае возможно резервирование лишь небольших понижений давления в дегазере.

5-8. 5,62 м.

5-9. Необходимое давление насоса (манометрическое)

$$p = p_a + p_{\text{геодез}} + p_c + (p_0 - p_a) \cdot 10 + 6 \text{ м вод. ст.,}$$

где

$$p_a = p_a - p_{\text{конд}} = 10,33 - 0,01 = 9,93 \text{ м вод. ст.}$$

— вакуум в конденсаторе;

$$p_{\text{геодез}} = h_{\text{геодез}} \cdot \gamma \cdot 10^{-3} = (12 - 1,6) 986 \cdot 10^{-3} = 10,25 \text{ м вод. ст.}$$

— давление, обусловленное геодезической высотой подачи;

$$(p_0 - p_a) \cdot 10 = (1,3 - 1,033) \cdot 10 = 2,67 \text{ м вод. ст.}$$

— избыточное давление в деаэраторе.

Подставляя значения величин в выражение для p , имеем:

$$p = 9,93 + 10,25 + 15 + 2,67 + 6 = 43,85 \text{ м вод. ст., т. е. 4,38 ата.}$$

5-10. $H = 1,3 \text{ м}$.

5-11. Условия отсутствия закипания воды в насосе (фиг. 5-6,в) выражаются равенством:

$$p_a + H \gamma \cdot 10^{-3} - p_c = p_n + p_k \text{ м вод. ст.}$$

Отсюда

$$H = \frac{p_k + p_k + p_c - p_a}{\gamma} \cdot 10^3 \text{ м,}$$

где

$$p_k = 0,714 \text{ ата} = 7,14 \text{ м вод. ст.}; \quad p_c = 2,4 \text{ м вод. ст.}; \quad p_a = 10 \text{ м вод. ст.};$$

$$p_k = 0,89 - 0,714 = 0,176 \text{ ата} = 1,76 \text{ м вод. ст.},$$

поскольку температуры $t_k + \Delta t_k = 90 + 6 = 96^\circ \text{С}$ соответствуют давлению насыщенного пара $0,89 \text{ ата}$ и $\gamma = 963 \text{ кг/м}^3$. Подставляя значения величин в выражение для высоты подпора, имеем:

$$H = \frac{7,14 + 1,76 + 2,4 - 10}{963} \cdot 10^3 = 1,35 \text{ м.}$$

5-12. Условие отсутствия закипания воды в насосе при всасывании (фиг. 5-6,з) имеет вид

$$p_a - H_{вс} \gamma \cdot 10^{-3} - (p_c + p_k) = p_k \text{ м вод. ст.}$$

Условию задачи соответствуют $H_{вс} = 0$ и давление воды при входе в насос $p_k = p_a - (p_c + p_k) = 10,33 - 4 = 6,33 \text{ м вод. ст.}$ Этому давлению соответствует температура кипения воды $t_k \approx 86^\circ \text{С}$, являющаяся искомой.

5-13, а) Необходимое давление насоса (манометрическое) для подачи воды в котел при $D_{макс}$ и работе предохранительных клапанов (аварийный случай)

$$p'_{макс} = (p_p - 1) \cdot 10 + \Delta p_{п,к} + p_{геодез} + p_c \text{ м вод. ст.,}$$

где $\Delta p_{п,к} = 0,05 p_p$ превышение давления, при котором открываются предохранительные клапаны котла, над рабочим (красная черта на манометре) равное $0,05 \cdot 380 = 19,0 \text{ м вод. ст.}^*$;

$p_{геодез}$ — давление для преодоления геодезической высоты подачи воды, вычисляемое из следующей зависимости, в которой γ' и γ'' — удельные веса воды, кг/м^3 , при $104,5$ и 150°С :

$$p_{геодез} = [h_2 \gamma' + (h_3 - h_2) \gamma'' - h_1 \gamma'] \cdot 10^{-3} =$$

$$= [5 \cdot 955 + (25 - 5) \cdot 920 - 7 \cdot 955] \cdot 10^{-3} \approx 16,5 \text{ м вод. ст.}$$

Подставляя значения величин в формулу для $p'_{макс}$, имеем:

$$p'_{макс} = 380 + 19,0 + 16,5 + 100 \approx 515,6 \text{ м вод. ст.,}$$

т. е. $51,56 \text{ ати.}$

Максимальное давление, требуемое от насоса при нормальных условиях работы котла (при рабочем давлении в нем),

$$p_{макс} = p'_{макс} - \Delta p_{п,к} = 515,6 - 19,0 = 496,6 \text{ м вод. ст.}$$

Избыточное давление в деаэраторе, равное 2 м вод. ст. , не вычитается из величины $p_{макс}$, так как насос должен подавать воду в котел при возможном случайном понижении давления в деаэраторе.

Необходимое давление насоса при производительности котла, равной $0,5 D_{макс}$,

$$p_{0,5} = [p_p - 1 - 4(1 - 0,5^2)] \cdot 10 + p'_{геодез} + p_c (0,5)^2 \text{ м вод. ст.,}$$

где

$$p'_{геодез} = [5 \cdot 955 + (25 - 5) \cdot 940 - 7 \cdot 955] \cdot 10^{-3} = 16,9 \text{ м вод. ст.,}$$

* См. „Правила Котлонадзора“, 1950.

поскольку при половинной нагрузке котла давление отбираемого пара вместо 6 будет около 3 *атм* и нагрев им воды возможен только до $t_n = 8 : = 133 - 8 = 125^\circ \text{C}$ ($\gamma_8 = 940 \text{ кг/м}^3$).

Подставляя значения величин в выражение для давления насоса, имеем:

$$p_{0,5} = [39 - 1 - 4(1 - 0,25)] 10 + 16,9 + 100 \cdot 0,25 = 350 + 16,9 + + 25 \approx 392 \text{ м вод. ст., т. е. } 39,2 \text{ атм.}$$

Если условия работы котла таковы, что давление в нем должно быть постоянно при всяких нагрузках, то сопротивление парового тракта следует считать равным 4 *атм* — const.

На фиг. 5-4 представлены характеристика $p = f(Q)$ выбранного насоса при $n = 2900$ об/мин (двухполюсный асинхронный электродвигатель) и характеристика питательной системы $p = f_1(Q)$ с указанием ее составляющих. Характеристика системы $O_1 d_1$ пересекает характеристику насоса в точке d_1 , соответствующей подаче воды $Q > Q_{\text{макс}}$. Для того чтобы насос подавал количество воды $Q_{\text{макс}}$, необходимо, чтобы характеристики системы и насоса пересеклись в точке e , соответствующей давлению насоса 560 м вод. ст.; мощность электродвигателя должна быть определена, исходя из этого давления. Если на станции установлены два котла на 120 *т/час* каждый и три питательных электронасоса, то по правилам Котлонадзора производительность каждого насоса должна быть 120 *т/час*. При этом максимальная мощность на валу электродвигателя насоса¹

$$\begin{aligned} N_{эд} &= \frac{D_{\text{макс}} \frac{\text{кг}}{\text{час}} P \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{3600 \cdot 102 \gamma'_{\text{нас}} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = \frac{D \frac{\text{кг}}{\text{час}} P \text{ мм вод. ст.}}{3600 \cdot 102 \gamma'_{\text{нас}} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = \\ &= \frac{10^3 \cdot D \frac{\text{кг}}{\text{час}} P' \text{ м вод. ст.}}{3600 \cdot 102 \gamma'_{\text{нас}} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = \frac{10^3 G \frac{\text{м}^3}{\text{час}} P' \text{ м вод. ст.}}{3600 \cdot 102 \gamma_{\text{нас}}} = \\ &= \frac{10^3 \cdot 120 \cdot 000 \cdot 560}{3600 \cdot 102 \cdot 955 \cdot 0,65} = \frac{10^3 \cdot 125 \cdot 8 \cdot 560}{3600 \cdot 102 \cdot 0,65} = 297 \text{ квт.} \end{aligned}$$

Максимальная мощность, подводимая к электродвигателю,

$$N_{\text{сети}}^{\text{макс}} = \frac{N_{эд}}{\eta_{эд}} = \frac{297}{0,9} = 330 \text{ квт.}$$

б) Если регулирование подачи воды производится при помощи вентиля (дросселированием), то он при $D_{\text{макс}}$ и нормальной работе котла (при закрытых клапанах) должен быть прикрыт настолько, чтобы сопротивление системы увеличилось на $de = 560 - 496,6 = 63,4$ м вод. ст. При $D = 0,5 D_{\text{макс}}$ сопротивление системы должно быть при помощи дросселирования вентилем увеличено на $f_H = 640 - 392 = 248$ м вод. ст.

Если регулирование подачи насоса производится изменением числа оборотов насоса, то последнее при подаче, равной $D_{\text{макс}}$, должно быть

¹ Здесь и далее под мощностью электродвигателя понимается его мощность на свободном конце вала, указываемая в заводских каталогах.

² Следует иметь в виду, что $p \text{ кг/м}^3 = p \text{ мм вод. ст.}$ и $p' = p \cdot 10^{-3}$.

уменьшено до такой величины n' об/мин, при которой характеристика насоса будет проходить через точку d , и давление насоса вместо 560 м вод. ст. будет равно необходимому максимальному давлению при нормальной работе котла, т. е. 496,6 м вод. ст. Потребная от сети мощность уменьшится, однако в несколько меньшем отношении, так как если регулирование производить гидромуфтой, то в знаменателе формулы для $N_{эд}$ должен быть введен, кроме $\eta_{нас}$, еще к. п. д. гидромуфты. Если регулировать число оборотов реостатом в цепи ротора электродвигателя, то будет уменьшаться к. п. д. самого электродвигателя, входящий в знаменатель выражения для $N_{сети}$.

При подачах насоса, меньших $D_{макс}$, число оборотов насоса должно быть уменьшено настолько, чтобы характеристика насоса пересекалась с характеристикой сети в точке, абсцисса которой равна требуемой подаче насоса. Например, при $D = 0,5 D_{макс}$ число оборотов должно быть равно $n'' = 2260$ об/мин и характеристики насоса и сети должны пересекаться в точке g , соответствующей $p = 392$ м вод. ст.

Оба эти способа регулирования почти равноценны и дают некоторую экономию в расходе энергии сравнительно с расходом ее при регулировании вентилем, несмотря на связанные с ними добавочные потери энергии (в гидромуфте или электродвигателе).

5-14. При включении в работу второй магистрали скорость воды в обеих магистралях при том же ее количестве, подаваемом насосом, будет вдвое, а сопротивление (падение давления) — в четыре раза меньше, чем при работе по одной магистрали. При $D_{макс}$ сопротивление будет равно $\frac{40}{4} =$

$= 10$ м. вод. ст. вместо 40 м. вод. ст. Однако при дроссельном регулировании потребляемая мощность электродвигателя не уменьшится, поскольку для сохранения той же подачи воды характеристики тракта и насоса должны пересекаться в той же точке e (фиг. 5-4). Для этого необходимо прикрытием вентилей увеличить сопротивление тракта не на 63,4 м вод. ст., что необходимо при работе одной магистрали, а на $63,4 + 30 = 93,4$ м вод. ст., где $40 - 10 = 30$ м вод. ст. — уменьшение сопротивления тракта за счет включения в работу второй магистрали. Аналогичные соотношения имеют место при любом количестве подаваемой воды. Экономия в расходе электроэнергии при уменьшении сопротивления тракта подачи и наличии насоса, выбранного на большее сопротивление тракта, может быть получена лишь при регулировании производительности насоса изменением числа оборотов, но не дросселированием. Изложенные соображения полностью относятся и к вентиляторным и к дымососным установкам.

5-15. Необходимое максимальное давление насоса (при работе предохранительных клапанов)

$$p'_{макс} = (p_p - 1) 10 + \Delta p_{п.к} + p_k + p_{редовз} + p_c \text{ м вод. ст.,}$$

где p_k — сопротивление самого котельного агрегата; остальные обозначения — те же, что и в задаче 5-13, причем для прямоточных котлов согласно правилам Котлонадзора

$$\Delta p_{п.к} = 0,10 p_p = 39 \text{ м вод. ст.}$$

Подставляя значения величин в выражение для $p'_{макс}$ получаем:

$$p'_{макс} = (39 - 1) \cdot 10 + 39 + 200 + 16,5 + 80 = 715,5 \text{ м вод. ст.,}$$

т. е. $\sim 71,5$ атм. Фактическое давление насоса и мощность двигателя будут зависеть от характеристики насоса и способа регулирования, как указано в задаче 5-13.

5-16. Мощность на валу насоса при нормальной работе котла и нагрузке его по пару $D_{макс}$ кг/час до реконструкции тракта равна 263,5 кет; число

оборотов в минуту электродвигателя и насоса — 2 720. После реконструкции мощность — 258 квт, число оборотов — 2 700. Мощности на валу электродвигателя и насоса равны.

5-17. Проверяем возможность применения вентилятора „Сирокко“ № 11, характеристики которого для различных чисел оборотов при $t_2 = 20^\circ \text{C}$ приведены на фиг. 5-7.

Для выбора дымососа по указанной на фиг. 5-7 характеристике при 580 об/мин необходимо заданное при $t_0 = -160^\circ \text{C}$ полное давление $H_n = 68 \text{ мм вод. ст.}$ пересчитать на гарантийную температуру $t_2 = 20^\circ \text{C}$ и пользоваться полученным фиктивным давлением. Это необходимо потому, что давление, создаваемое вентилятором, пропорционально удельному весу передаваемого им газа, и если выбрать дымосос для давления H_n и температуры t_0 , большей t_2 , по характеристике, составленной для t_2 , то дымосос не создаст требуемого давления (разрежения), так как газы будут иметь меньший удельный вес, чем при гарантийных условиях.

Если выбрать дымосос на фиктивное давление

$$H'_n = H_n \frac{273 + t_0}{273 + t_2} = 68 \frac{273 + 160}{273 + 20} = 100 \text{ мм вод. ст.,}$$

то при $t_0 = 160^\circ \text{C}$ он создаст требуемое давление $H_n = 68 \text{ мм вод. ст.}$

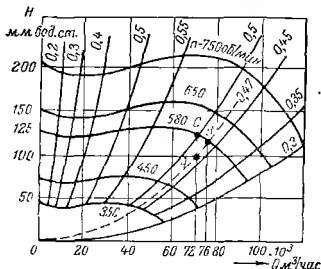
По абсциссе $Q = 72\,000 \text{ м}^3/\text{час}$ и ординате $H'_n = 100 \text{ мм вод. ст.}$ находим на фиг. 5-7 точку А, лежащую ниже характеристики при $n = 580 \text{ об/мин.}$ Производительность дымососа при работе его на данную сеть будет равна абсциссе точки пересечения характеристики дымососа при $n = 580 \text{ об/мин}$ с характеристикой сети.

В данном случае имеется квадратичная зависимость сопротивления сети от количества проходящего по ней газа и характеристика сети совпадает с параболической кривой к. п. д., проходящей через точку А. Эта кривая пересекает характеристику при $n = 580 \text{ об/мин}$ в точке В, абсцисса которой ($76\,000 \text{ м}^3/\text{час}$) и будет равна производительности дымососа, которая оказывается большей, чем требуемая ($72\,000 \text{ м}^3/\text{час}$). Для того чтобы дымосос подавал $72\,000 \text{ м}^3/\text{час}$, необходимо, чтобы характеристики сети и дымососа пересекались в точке С, для чего в сеть прикрытием заслонки должно быть введено добавочное сопротивление АС, равное 25 мм вод. ст. Полное сопротивление сети будет $H''_n = 125 \text{ мм вод. ст.}$

Мощность электродвигателя для дымососа вычисляем по формуле

$$N = \frac{QH''_n}{3\,600 \cdot 102 \eta_0} \cdot \frac{273 + 20}{273 + 160} = \frac{72\,000 \cdot 125}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,5} \cdot \frac{293}{433} = 33,1 \text{ квт,}$$

где H''_n — полное фиктивное сопротивление сети, включающее сопротивление заслонки;



Фиг. 5-7. Характеристика вентилятора „Сирокко“ № 11 при $t_2 = 20^\circ \text{C}$.

η_d — к. п. д. дымососа, включающий трение в подшипниках.

Введение в сеть добавочного сопротивления вызывает добавочный расход энергии на тягу. Поэтому при выборе дымососа (как и всякого вентилятора) следует стремиться к тому, чтобы точка А лежала возможно ближе к характеристике вентилятора при данном числе оборотов и добавочное сопротивление было не более обычного запаса (10—15%). В данном случае добавочная мощность, требуемая на преодоление сопротивления, создаваемого заслонкой,

$$\Delta N = \frac{72\,000 \cdot 25}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,5} \cdot \frac{293}{433} = 6,65 \text{ квт.}$$

При ременной передаче введения добавочного сопротивления между электродвигателем и дымососом не потребовалось бы, так как подбором шкивов можно дать дымососу такое число оборотов, при котором его характеристика будет проходить через точку А. При этом для определения мощности электродвигателя необходимо вводить в расчет, кроме η_d , еще к. п. д. передачи.

При регулировании производительности дымососа посредством поворотных лопаток на всасывающей стороне тоже не потребуется добавочного сопротивления, так как, изменяя угол поворота лопаток, можно придать дымососу характеристику, пересекающуюся с характеристикой сети в точке А, т. е. в точке, абсцисса которой равна требуемой производительности дымососа.

5-18. При подаче холодного воздуха с $t_g = 30^\circ \text{C}$ объемное количество его $V_1 = 125\,000 \frac{273 + 30}{273 + 300} = 66\,200 \text{ м}^3/\text{час}$ при удельном весе $\gamma_1 = 1,29 \times \frac{273}{273 + 30} = 1,16 \text{ кг/м}^3$ и мощность на валу вентилятора составляет:

$$N_1 = \frac{V_1 \text{ м}^3/\text{час} \cdot P \text{ мм вод. ст.}}{3\,600 \cdot 102 \eta_{\text{вент}}} = \frac{66\,200 \cdot 160}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,5} = 57,6 \text{ квт.}$$

При установке вентилятора после воздухоподогревателя мощность на валу вентилятора

$$N_2 = \frac{V_{160}}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,5} = \frac{125\,000 \cdot 160}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0,5} = 109 \text{ квт.}$$

При $t_g = 300^\circ \text{C}$ удельный вес воздуха $\gamma = 1,29 \frac{273}{273 + 300} = 0,616 \text{ кг/м}^3$.

Необходимая мощность на валу вентилятора увеличивается потому, что при работе на холодном воздухе вентилятор повышает на 160 мм вод. ст. давление воздуха при расходе его 66 200 м³/час ($\gamma_1 = 1,16 \text{ кг/м}^3$), а при установке его после воздухоподогревателя давление воздуха повышается на 160 мм вод. ст. при расходе его 125 000 м³/час ($\gamma_2 = 0,616 \text{ кг/м}^3$), для чего требуется большая мощность, чем в первом случае. При сжатии воздуха, принимаемом адиабатическим, происходит повышение его температуры, больше, чем при установке вентилятора после воздухоподогревателя (см. задачу 5-19,6).

5-19, а) Так как в условиях задачи нагрев воздуха происходит при постоянном объеме, то скорость его и удельный вес остаются постоянными, равно как и сопротивление тракта, выражающееся зависимостью

$$P_c = k \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, мощность на валу вентилятора

$$N = \frac{V \text{ м}^3/\text{час } P_c \text{ мм вод. ст.}}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_v} \text{ квт}$$

остается неизменной, но увеличится давление внутри тракта.

б) Работа, приходящаяся на G кг поданного воздуха при установке вентилятора на холодном воздухе,

$$L = \frac{G \text{ кг } P \text{ кг м}^2}{\gamma_1 \text{ кг м}^3 \eta_v} = \frac{G \text{ кг м}}{\eta_v} = \frac{G h}{\eta_v} \text{ кгм},$$

а на 1 кг воздуха

$$l = \frac{1 \cdot h}{\eta_v} = \frac{P}{\gamma_1 \eta_v} = \frac{160}{1,16 \cdot 0,5} = 276 \text{ кгм/кг}.$$

Поскольку $\eta_v = 0,5$ — статический к. п. д., часть этой работы, а именно $l_{\text{дин}}$, затрачивается на создание скорости выхода воздуха из вентилятора (принимая $c = 20 \text{ м/сек}$). Тогда для 1 кг воздуха

$$l_{\text{дин}} = 1 \cdot h_{\text{дин}} = \frac{1 \cdot c^2}{2g} = \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} = 20,4 \text{ кгм/кг}.$$

Остальная работа

$$\Delta l = l - l_{\text{дин}} = 276 - 20,4 = 255,6 \text{ кгм/кг}$$

идет на нагревание воздуха, вычисляемое из зависимости

$$\dot{\Delta l} = \frac{1 \cdot c_p \Delta t}{A} \text{ } ^\circ \text{C},$$

где $A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кгм}$ — термический эквивалент работы;

c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, $\text{ккал/кг } ^\circ \text{C}$;

$$\Delta t = \frac{255,6}{427 \cdot 0,24} = 2,5 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

При установке вентилятора на горячем воздухе при $\gamma_2 = 0,616 \text{ кг/м}^3$

$$l = \frac{160}{0,616 \cdot 0,5} = 520 \text{ кгм/кг}.$$

При тех же $c = 20 \text{ м/сек}$ и $l_{\text{дин}} = 20,4 \text{ кгм/кг}$

$$l - l_{\text{дин}} = 520 - 20,4 = 499,6 \text{ кгм/кг}$$

и повышение температуры воздуха

$$\Delta t = \frac{499,6}{427 \cdot 0,24} = 4,86 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

Если в расчет вводить не статический к. п. д., а более высокий *полный к. п. д.*, учитывающий, как используется динамическое давление струи при выходе из вентилятора, то из величины l вычитать $l_{\text{дин}}$ для вычисления работы, идущей на нагревание воздуха, не следует.

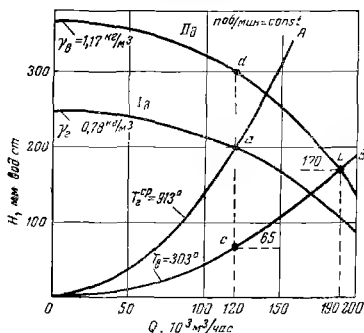
5-20. При отсосе дымовых газов необходимая мощность электродвигателя

$$N_1 = \frac{120 \cdot 000 \cdot 200}{3600 \cdot 0,545 \cdot 102} = 120 \text{ квт}$$

и рабочей точкой на фиг. 5-8 является точка *a* пересечения характеристики I_D дымососа с характеристикой O_A газового тракта котла.

Определим рабочую точку дымососа при работе его на холодном воздухе с $t_a = 30^\circ \text{C}$, т. е. при

$$\gamma_a = 1,293 \frac{273 + 30}{273} = 1,17 \text{ кг/м}^3.$$



Фиг. 5-8. Характеристики дымососа и газового тракта котла при подаче горячих газов и холодного воздуха.

Поскольку давление, создаваемое дымососом, пропорционально удельному весу подаваемой среды, характеристикой дымососа будет являться кривая II_D , ординаты которой больше ординат кривой I_D в отношении

$$\frac{\gamma_a}{\gamma_c} = \frac{1,17}{0,78} = 1,5.$$

Характеристику газового тракта котла при работе на холодном воздухе можно построить приблизительно, определив среднюю температуру дымовых газов и приняв во внимание, что сопротивления участков газового тракта выражаются формулами вида $\xi \frac{w^2}{2g} \gamma$ мм вод. ст., где величина ξ прямо пропорциональна квадрату абсолютной температуры газов, а величина γ обратно пропорциональна ее первой степени.

Таким образом, сопротивление газового тракта прямо пропорционально первой степени абсолютной температуры проходящей через него среды при ее постоянном весовом расходе.

В данном случае средняя температура дымовых газов

$$T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 273 + \frac{t_1 + t_2}{2} = 273 + \frac{100 + 180}{2} = 913^\circ \text{K}.$$

Если принять равными при 0°C и 760 мм рт. ст. удельные веса газов и воздуха, то характеристика OB тракта при воздухе с температурой $T_g = 273 + 30 = 303^\circ \text{K}$ получается умножением ординат характеристики OA на отношение

$$\frac{T_g}{T_g^0} = \frac{303}{913} = 0,333.$$

Рабочей точкой дымососа является точка b , соответствующая давлению $H = 170 \text{ мм вод. ст.}$ и производительности $Q = 190\,000 \text{ м}^3/\text{час.}$ Приняв к. п. д. дымососа при этих условиях равным 0,44, получаем необходимую мощность электродвигателя:

$$N_2 = \frac{190\,000 \cdot 170}{3\,600 \cdot 0,44 \cdot 102} = 200 \text{ квт.}$$

Эта мощность значительно больше мощности при работе дымососа на горячих дымовых газах, чем и объясняется обычное выключение электродвигателей под действием максимальной токовой защиты при пуске дымососов на холодном воздухе.

Мощность, требуемая при подаче холодного воздуха в количестве $120\,000 \text{ м}^3/\text{час.}$, определяется из следующих соображений. Рабочей точкой в этом случае должна быть точка d , соответствующая давлению 300 мм вод. ст. Для того чтобы характеристика тракта проходила через эту точку, необходимо введение в него добавочного сопротивления (закрытием заслонки) $cd = 300 - 65 = 235 \text{ мм вод. ст.}$ Необходимая при этом мощность электродвигателя

$$N_3 = \frac{120\,000 \cdot 200 \cdot 1,5}{3\,600 \cdot 0,545 \cdot 102} = 120 \frac{1,17}{0,78} = 180 \text{ квт.}$$

5-21. Коэффициент полезного действия генератора при $N = 20\,000 \text{ квт}$ и $\cos \varphi = 0,65$ меньше, чем при $\cos \varphi = 0,8$; принимаем его равным 0,93.

Количество тепла, отводимое в воздухоохладителе,

$$Q_{в.о} = \frac{kN860(1 - \eta_{гек})}{\eta_{гек}} = \frac{0,9 \cdot 20\,000 \cdot 860(1 - 0,96)}{0,96} = 591\,000 \text{ ккал/час,}$$

где $k = 0,9$ — коэффициент, учитывающий, что не все потери тепла отводятся в воздухоохладителе, поскольку тепло от подшипников генератора отводится в маслоохладителе и некоторое количество тепла рассеивается в атмосферу.

По условиям задачи нагрев воды в воздухоохладителе должен быть $\Delta t_g = 8^\circ \text{C}$. Необходимое количество воды

$$W_{в.о} = \frac{591\,000}{8} = 74\,200 \text{ кг/час.}$$

5-22. Количество тепла отводимое водой в маслоохладителе,

$$Q_{м.о} = 1,2N_g(1 - \eta_{мех}) = \frac{1,2N_g(1 - \eta_{мех})}{\eta_{гек}\eta_{мех}} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 25\,000 \cdot 860(1 - 0,985)}{0,974 \cdot 0,985} = 404\,400 \text{ ккал/час,}$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий отвод в маслоохладителе тепла не только механических потерь в турбине (характеризуемых величиной $\eta_{мех}$), но и потерь тепла в подшипниках электрического генератора.

Необходимое количество воды при $\Delta t_g = 20^\circ \text{C}$

$$W_{м.о} = \frac{Q_{м.о}}{\Delta t_g} = \frac{404\,400}{20} = 20\,220 \text{ кг/час.}$$

5-23. 1. Вакуум характеризует качество работы воздухоотсасывающих устройств и воздушную плотность конденсатора и должен вычисляться по отношению к фактическому барометрическому давлению, но не по отношению к технической или физической атмосфере, как это иногда делают. Таким образом, в данном случае вакуум

$$V = \frac{H}{B} \cdot 100 = \frac{720}{750} \cdot 100 = 96\%.$$

2. Абсолютное давление в конденсаторе

$$P_{абс} = \frac{B - H}{735,6} = \frac{750 - 720}{735,6} = 0,011 \text{ атм.}$$

3. Применяемая часто на электростанциях (в частности, при вычислении премии персоналу за поддержание вакуума) формула для определения вакуума в процентах

$$V = \frac{735,6 - (B - H)}{735,6} \cdot 100\%$$

неправильна. Вакуум по ней зависит только от абсолютного давления в конденсаторе ($B - H$), которое может иметь одну и ту же величину при разных B и H . Таким образом, персонал будет премироваться не за вакуум, а за абсолютное давление в конденсаторе и будет получать при той же величине $B - H$ одну и ту же премию независимо от барометрического давления, несмотря на то, что поддерживать одно и то же абсолютное давление в конденсаторе тем труднее, чем выше барометрическое давление.

5-24. Расход тепла пара на 1 кВтч энергии, переданной валу электронасоса,

$$q_{эн} = \frac{860}{\eta_{отд}^{м.м} \eta_{сек}^{м.м} \eta_{нас} \eta_{эдв}} = \frac{860}{0,451 \cdot 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,94 \cdot 0,93} = 2\,930 \text{ ккал/кВтч,}$$

где $\eta_{отд}^{м.м} = \frac{H_m}{i - i_{н.в}} = \frac{287}{787 - 150} = 0,451$ — термический к. п. д. цикла главной турбины.

Расход тепла пара на 1 кВтч, полученный валом турбонасоса,

$$q_{т.н} = \frac{860}{\eta_{отд}^{т.н} \eta_{отд}^{т.н} \eta_{сек}^{т.н} \eta_{мех}} = \frac{860}{0,278 \cdot 0,45 \cdot 0,92} = 7\,480 \text{ ккал/кВтч,}$$

где $\eta_{отд}^{т.н} = \frac{H_{т.н}}{i - i_{н.в}} = \frac{177}{787 - 150} = 0,278$ — термический к. п. д. цикла насосной турбины.

Увеличение расхода тепла пара на 1 кВтч, измеренный на валу насоса при переходе от электрического привода к паровому

$$\Delta q = q_{т.н} - q_{эн} = 7\,480 - 2\,930 = 4\,550 \text{ ккал/кВтч.}$$

Увеличение расхода условного топлива на питание котлов

$$\Delta B = \frac{N_{нас} \Delta q}{\eta_{к.у} \cdot 100} = \frac{250 \cdot 4\,550}{0,83 \cdot 7\,000} = 196,0 \text{ кг/час.}$$

Такая замена привода питательного насоса всегда невыгодна, поскольку при всех возможных значениях к. п. д., входящих в выражения для $q_{\text{э.к}}$ и $q_{\text{т.к}}$, всегда $q_{\text{т.к}} > q_{\text{э.к}}$.

5-25.

1-й способ. Расход тепла пара на питание котлов при электронасосе (см. решение задачи 5-24)

$$Q_{\text{э.к}} = 250 \cdot 2\,930 = 732\,000 \text{ ккал/час.}$$

Расход тепла пара на питание котлов при снабжении потребителей тепла отработавшим паром питательного турбонасоса

$$Q_{\text{т.к}} = N_{\text{ка.к}} q_{\text{т.к}}^{\text{м.к}} = N_{\text{кас}} \frac{860}{\eta_{\text{мех}}^{\text{т.к}}} = 250 \frac{860}{0,92} = 250 \cdot 935 \text{ ккал/час,}$$

где $q_{\text{т.к}}^{\text{м.к}}$ — расход тепла на 1 кВтч на валу питательного насоса с паровым приводом при выработке механической энергии приводной турбиной на тепловом потреблении, т. е. с использованием отработавшего тепла.

Экономия в тепле пара от замены электрического привода паровым

$$Q_{\text{э.к}} = N_{\text{кас}} (q_{\text{э.к}} - q_{\text{т.к}}^{\text{м.к}}) = 250 (2\,930 - 935) = 250 \cdot 1\,995 = 499\,000 \text{ ккал/час.}$$

Экономия условного топлива

$$B_{\text{э.к}} = \frac{Q_{\text{э.к}}}{\eta_{\text{к.у}}} = \frac{499\,000}{0,83 \cdot 7\,000} = 85,8 \text{ кг/час.}$$

2-й способ. Расход пара на выработку электроэнергии для питательного электронасоса

$$D_{\text{э.к}} = \frac{Q_{\text{э.к}}}{i - i_{\text{п.в}}} = \frac{732\,000}{787 - 150} = 1\,150 \text{ кг/час.}$$

Для определения количества тепла и пара, отпускавшихся потребителям из котельной, находим удельный расход пара на турбонасос (на 1 кВтч на валу насоса)

$$d_{\text{т.к}} = \frac{860}{H_{\text{т.к}} \eta_{\text{ол}}^{\text{т.к}} \eta_{\text{мех}}^{\text{т.к}}} = \frac{860}{177 \cdot 0,45 \cdot 0,92} = 11,76 \text{ кг/кВтч.}$$

Расход пара на турбонасос

$$D_{\text{т.к}} = N_{\text{кас}} d_{\text{т.к}} = 250 \cdot 11,76 = 2\,940 \text{ кг/час.}$$

Теплосодержание отпускаемого пара

$$i_{\text{т.к}}^{\text{н}} = i - H_{\text{т.к}} \eta_{\text{ол}}^{\text{т.к}} = 787 - 177 \cdot 0,45 = 707,3 \text{ ккал/кг.}$$

Количество отпускаемого тепла

$$Q_{\text{отп}} = D_{\text{т.к}} (i_{\text{т.к}}^{\text{н}} - i_{\text{п.в}}) = 2\,940 (707,3 - 150) = 1\,638\,000 \text{ ккал/час.}$$

Расход пара из котельной для потребителей тепла

$$D_{\text{отп}}^* = \frac{Q_{\text{отп}}}{i - i_{\text{п.в}}} = \frac{1\,638\,000}{787 - 150} = 2\,570 \text{ кг/час.}$$

Суммарный расход пара на выработку электроэнергии для электронасоса и на тепловое потребление

$$D_1 = D_{\text{э.к}} + D_{\text{отп}}^* = 1\,150 + 2\,570 = 3\,720 \text{ кг/час.}$$

Экономия в расходе пара при переход на паровой привод

$$D_{\text{э.к}} = D_1 - D_{\text{т.к}} = 372 - 2940 = 780 \text{ кг/час.}$$

Экономия условного топлива

$$B_{\text{э.к}} = \frac{D_{\text{э.к}}(i - i_{\text{п.г}})}{\eta_{\text{к.у}} 7000} = \frac{780(787 - 150)}{0,83 \cdot 7000} = 85,8 \text{ кг/час.}$$

Замена электродвигателя, работающего на электроэнергию, выработанной конденсационным способом, паровой турбиной с использованием ее отработавшего пара всегда выгодна, так как к. п. д. выработки электроэнергии для электронасоса, равный $\eta_{\text{г.г}}^{\text{т.т.т}} \eta_{\text{ген}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{л.дв}}$, всегда меньше к. п. д. при выработке механической энергии $\eta_{\text{мех}}^{\text{т.к}}$ насосной турбиной на тепловом потреблении. При этом станция может отпускать добавочную электроэнергию, расходовавшуюся ранее на электродвигатель питательного насоса.

5-26. Расход тепла на 1 кВтч на валу насоса при работе его с электрическим приводом

$$q_{\text{э.к}}^{\text{т}} = \frac{860}{\eta_{\text{мех}}^{\text{т}} \eta_{\text{ген}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{л.дв}}} = \frac{860}{0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,91 \cdot 0,93} = 1058 \text{ ккал/кВтч.}$$

Расход тепла на 1 кВтч на валу насоса при работе его с паровым приводом имеет меньшую величину, а именно:

$$q_{\text{т.к}}^{\text{т}} = \frac{860}{\eta_{\text{мех}}^{\text{т.к}}} = \frac{860}{0,92} = 935 \text{ ккал/кВтч,}$$

что объясняется отсутствием при паровом приводе потерь энергии в генераторе, сети и электродвигателе.

Экономия в тепле пара, необходимого для питания котлов, при замене электрического привода паровым

$$Q_{\text{э.к}} = N_{\text{нас}}(q_{\text{э.к}}^{\text{т}} - q_{\text{т.к}}^{\text{т}}) = 250(1058 - 935) = 30600 \text{ ккал/час,}$$

что соответствует экономии условного топлива

$$B_{\text{э.к}} = \frac{Q_{\text{э.к}}}{\eta_{\text{к.у}} 7000} = \frac{30600}{0,83 \cdot 7000} = 5,3 \text{ кг/час.}$$

Замена электропривода, питающегося электроэнергией, вырабатываемой на тепловом потреблении, паровым приводом с использованием его отработавшего пара, всегда выгодна, так как произведение к. п. д. $\eta_{\text{г.г}}^{\text{т.т.т}} \eta_{\text{ген}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{л.дв}}$ всегда меньше $\eta_{\text{мех}}^{\text{т.к}}$. Величины $\eta_{\text{г}}$ и $\eta_{\text{л.дв}}$ главной и насосной турбин не играют в данном случае роли и в расчет не вводятся, поскольку при обоих вариантах привода выработка энергии для питания котлов происходит по условию задачи на тепловом потреблении.

5-27. Количество пара, которое может быть сконденсировано в конденсаторах станции за зимний период, определим из следующих соображений. Каждый килограмм пара отдает охлаждающей воде в конденсаторе турбины

$$q^* = i_2 - i_{\text{конд}} = 579 - 26 = 553 \text{ ккал/кг,}$$

где

$$i_2 = i_1 - H \eta_{\text{л.дв}} = i_1 - H \frac{\eta_{\text{л.дв}}}{\eta_{\text{ген}} \eta_{\text{мех}}} = 772 - 272 \frac{0,66}{0,93} = 579 \text{ ккал/кг}$$

— теплосодержание пара при входе в конденсатор;

$$H = i_1 - i_2^m = 772 - 500 = 272 \text{ ккал/кг}$$

— адиабатическое теплопадение в турбине;

$$i_{\text{адиаб}} = i'_{\text{конд}} - 2 = 28 - 2 = 26 \text{ ккал/кг}$$

— теплосодержание конденсата при выходе из конденсатора ($i'_{\text{конд}}$ равно теплосодержанию кипящей воды при $p_2 = 0,04 \text{ атм}$). Для испарения 1 кг воды из пруда при температурах воды в нем зимой $15-20^\circ \text{C}$ требуется $r \approx 580 \text{ ккал/кг}$.

Таким образом, на 1 кг пара, прошедшего через конденсаторы станции, из пруда испаряется за счет тепла, вносимого с нагретой охлаждающей водой,

$$\epsilon = \frac{553}{580} = 0,95 \text{ кг воды/кг пара.}$$

Если учесть фильтрацию воды через грунт и естественное испарение воды с поверхности пруда, можно принять $a \approx 1,0 \text{ кг/кг}$. Таким образом, при распыляемом согласно условию заданного количестве воды в пруде $Q = 180 \cdot 10^6 \text{ т}$ возможный пропуск пара за зимний период в конденсаторы турбин $D_{\text{конд}} = 180 \cdot 10^6 \text{ т}$. При отсутствии регенеративного подогрева питательной воды такое же количество пара может быть подано в турбины. Исходя из уравнения мощности турбины, количество электроэнергии, которое при этом будет выработано, может быть выражено равенством

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{\text{выр}} &= \frac{D_{\text{конд}} \cdot \eta_{\text{хд}} N_{\text{н}}}{d_{\text{н}} (1 - x)} = \frac{180 \cdot 10^6 - 9200 \cdot 0,08 \cdot 4,8 \cdot 5000}{4,8 (1 - 0,08)} = \\ &= \frac{180 \cdot 10^6 - 17,65 \cdot 10^6}{4,11} = 36,8 \cdot 10^6 \text{ квтч,} \end{aligned}$$

где

$$d_{\text{н}} = \frac{860}{\eta_{\text{тур}}} = \frac{860}{272 \cdot 0,66} = 4,8 \text{ кг/квтч}$$

— удельный расход пара турбинами при номинальной нагрузке.

Указанное количество энергии является максимально возможной выработкой станции за зимний период, ограниченной максимально допустимой отметкой уровня воды в пруде-охладителе.

5.28. а) Расход воды на турбинной электростанции. Температура пара при входе в конденсаторы равна температуре насыщенного пара при $p_{\text{ж}} = 0,05 \text{ атм}$, $t_{\text{ж}} = 32^\circ \text{C}$. Температура охлаждающей воды при выходе из конденсаторов $t_2^a = t_{\text{ж}} - \delta = 32 - 7 = 25^\circ \text{C}$, где $\delta = 7^\circ \text{C}$ — температурный напор*, необходимый для передачи тепла через стенки конденсаторных трубок.

Теплосодержание пара при входе в конденсаторы

$$i_2 = i_1 - H_{\text{ад}} = i_1 - H_{\text{ад}} \frac{1}{\eta_{\text{адиаб}} \eta_{\text{мех}}} = 743 - 238 \frac{0,623}{0,9} = 578 \text{ ккал/кг,}$$

где i_1 — начальное теплосодержание пара, ккал/кг;

H — адиабатическое теплопадение в турбине, ккал/кг;

$\eta_{\text{адиаб}} = \frac{860}{238 \cdot 5,8} = 0,623$ относительный электрический к. п. д. турбины.

Температура конденсата при выходе из конденсаторов $t_{конд} = 32 - 3 = 29^\circ \text{C}$.

Нагрев воды в конденсаторах

$$\Delta t = t_2^B - t_1^B = 25 - 15 = 10^\circ \text{C}.$$

Кратность охлаждения

$$m = \frac{i_2 - t_{конд}}{\Delta t} = \frac{578 - 29}{10} = 54,9 \text{ кг воды/кг пара}.$$

Расход охлаждающей воды на 1 *квт*

$$\omega = d_s m = 5,8 \cdot 54,9 = 318 \text{ кг}.$$

Расход охлаждающей воды при мощности станции $N_s = 1700 \text{ квт}$

$$W_{м,рб} = N_s \omega = 1700 \cdot 318 = 540\,000 \text{ кг/час}.$$

б) Расход воды на локомобильной электростанции.

Температура пара при входе в конденсаторы $t_n = 45^\circ \text{C}$ равна температуре насыщенного пара при $p_n = 0,1 \text{ атм}$. Температура смеси охлаждающей воды и конденсата пара в конденсаторе

$$t_{см} = t_n - \delta = 45 - 3 = 42^\circ \text{C},$$

где $\delta = 3^\circ \text{C}$ — температурный напор, обусловленный наличием в смеси воздуха и зависящий также от интенсивности смешения.

Теплосодержание пара при входе в конденсаторы

$$i_2 = i_1 - H \eta_{от} = 737 - 210 \frac{\eta_{ов}}{\eta_{мех}} = 737 - 210 \frac{0,63}{0,89} = 588 \text{ ккал/кг},$$

где

$$\eta_{ов} = \frac{632}{H d_e} = \frac{632}{210 \cdot 4,8} = 0,63.$$

Кратность охлаждения определяем из уравнения смешения для конденсатора, составленного для 1 кг пара:

$$i_2 + m i_1^B = (m + 1) t_{см},$$

откуда кратность охлаждения

$$m = \frac{i_2 - t_{см}}{t_{см} - i_1^B} = \frac{588 - 42}{42 - 15} = 20,2 \text{ кг воды/кг пара}.$$

Расход охлаждающей воды на 1 *эб. л. с. ч.*

$$\omega_e = d_e m = 4,8 \cdot 20,2 = 97 \text{ кг}.$$

То же на 1 *квт* на зажимах генератора:

$$\omega_g = \frac{\omega_e \cdot 1,36}{\eta_{ген}} = \frac{97 \cdot 1,36}{0,92} = 143 \text{ кг}.$$

Расход воды при мощности станции $N_s = 1700 \text{ квт}$

$$W'_{в,к} = N_s \omega_g = 1700 \cdot 143 = 243 \text{ т/час}.$$

в) Расход воды на дизельной электростанции.
Удельный расход топлива на 1 *квтч* на зажимах генератора

$$b_g = \frac{b_g \cdot 1,36}{\eta_{ген}} = \frac{0,197 \cdot 1,36}{0,92} = 0,29 \text{ кг квтч.}$$

Расход охлаждающей воды на 1 кг израсходованного топлива

$$w_m = \frac{Q_n \cdot 0,32}{t_2^g - t_1^g} = \frac{10\,000 \cdot 0,32}{50 - 15} = 91,5 \text{ кг/кг.}$$

То же на 1 *квтч* на зажимах генератора:

$$w_g = b_g w_m = 0,29 \cdot 91,5 = 26,5 \text{ кг/квтч.}$$

Расход охлаждающей воды при мощности станции $N_g = 1\,700 \text{ квт}$

$$W_{виз} = N_g w_g = 1\,700 \cdot 26,5 = 45\,000 \text{ кг/час.}$$

Соотношения расходов воды для станций с различными двигателями при одной и той же мощности станции $N_g = 1\,700 \text{ квт}$ указаны применительно к условиям данной задачи в табл. 5-3.

Таблица 5-3

Соотношения расходов воды для различных станций

Тип станции	Расход воды, т/час	Расход воды,	Кратность к рас- ходу на дизель- ной станции
Турбинная	540	100	12,0
Локомотивная	243	45	5,4
Дизельная	45	8,35	1,0

5-29. а) Из решения задачи 5-28 видно, что при давлении в конденсаторе $p_k = 0,1 \text{ атм}$ температура смеси конденсата и охлаждающей воды должна быть $t_{см} = 42^\circ \text{С}$. С такой температурой смесь поступает в градирню, т. е. $t_{см} = t_1^{гг}$. Теплосодержание отработавшего пара $i_2 = 572 \text{ ккал/кг}$. Кратность охлаждения m определяем из уравнения смешения для 1 кг пара, поступающего в конденсатор:

$$i_2 + m t_1^g = (m + 1) t_{см},$$

откуда

$$m = \frac{i_2 - t_{см}}{t_{см} - t_1^g} = \frac{572 - 42}{42 - 27} = 35,4.$$

Количество смеси воды и конденсата на 1 кг пара

$$q_{см} = 35,4 + 1 = 36,4 \text{ кг кг.}$$

При мощности станции $N_g = 1\,700 \text{ квт}$ и удельном расходе пара

$$d_g = \frac{4,8 \cdot 1,36}{\eta_{ген}} = \frac{4,8 \cdot 1,36}{0,92} = 7,06 \text{ кг квтч}$$

расход пара локомотивами

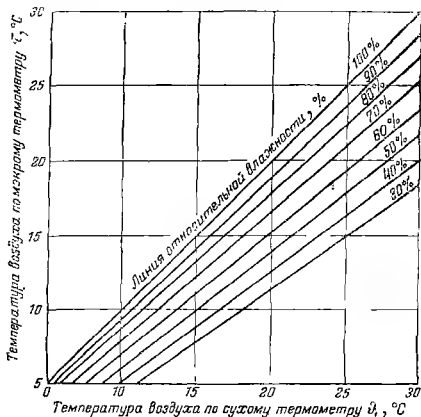
$$D = N_g d_g = 1\,700 \cdot 7,06 = 12\,000 \text{ кг час.}$$

Количество воды, поступающей в градирню,

$$W = Dq_{см} = 12\,000 \cdot 36,4 = 436\,000 \text{ кг/час} \rightarrow 436 \text{ т/час.}$$

Для определения основного размера градирни (площади орошения) предварительно по графику фиг. 5-9 находим, что при $t_1 = 23^\circ \text{C}$ и $\varphi = 48\%$ температура воздуха по мокрому термометру $\tau = 16^\circ \text{C}$. Зона охлаждения воды в градирне

$$\Delta t = t_1^p - t_2^p = t_{см} - t_1^a = 42 - 27 = 15^\circ \text{C.}$$



Фиг. 5-9. График для определения температуры воздуха по мокрому термометру.

Площадь орошения градирни находим по номограмме Бермана — Перцева изображенной на фиг. 5-10.

Необходимое для пользования номограммой отношение температур

$$\frac{\tau}{t_1} = \frac{16}{23} = 0,7.$$

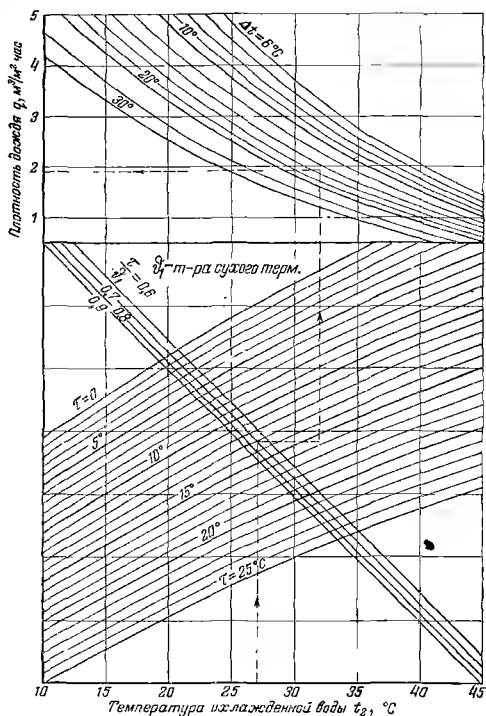
Пользуясь найденными величинами в ключе к номограмме

$$t_2^p \rightarrow \frac{\tau}{t_1} \rightarrow \tau \rightarrow \Delta t \rightarrow q,$$

находим (см. пункты со стрелками) плотность дождя в градирне $q = 1,9 \text{ м}^3 \text{ м}^2 \text{ час}$, отнесенную к сочению градирни в месте входа воздуха.

При $W = 436 \text{ т/час}$ и удельном весе воды $\gamma = 1\,000 \text{ кг/м}^3$ необходимая поверхность орошения градирни

$$F = \frac{W}{q} = \frac{436}{1,9} = 230 \text{ м}^2.$$



Фиг. 5-10. Номограмма Бермана—Перцева для расчета башенных каплевых градирен.

6) Для определения добавки воды в циркуляционную систему вычисляем отдельные составляющие потерь воды (в процентах расхода воды поступающей в градирню).

Потеря воды на испарение

$$P_1 - k \Delta t = 0,16 \cdot 15 = 2,4\%,$$

где k — коэффициент, принимаемый равным 0,16 для лета, 0,06—0,08 — для зимы и 0,12 — для весны и осени;

Δt — зона охлаждения воды в градирне, °С.

Потери воды на унос брызгами $p_2 = 0,75\%$.

Потери воды от продувки

$$p_3 = \frac{a_1 p_1}{a_n - a_0} - p_2 = \frac{3,57 \cdot 2,4}{6,43 - 3,57} - 0,75 = 3,0 - 0,75 = 2,25\%.$$

Полная потеря воды из системы

$$P = p_1 + p_2 + p_3 = 2,4 + 0,75 + 2,25 = 5,4\%.$$

Поскольку при смешивающих конденсаторах в циркуляционную систему постоянно добавляется конденсат пара, в данном случае в количестве

$$p_4 = \frac{1}{m+1} \cdot 100 = \frac{100}{35,4+1} = \frac{100}{36,4} = 2,75\%$$

поступающей в градирню воды, добавка воды в систему будет иметь величину

$$P \cdot p_4 = 5,4 - 2,75 = 2,65\%$$

а именно

$$W_{\text{доб}} = W \cdot 0,0265 = 436 \cdot 0,0265 \approx 11,6 \text{ м}^3/\text{час}.$$

5-30. По номограмме Бермана—Перцева (фиг. 5-10) для $t_2 = 27^\circ \text{C}$, $\tau = 0,7$, $\tau = 16^\circ$ и $\Delta t = 50 - 27 = 23^\circ \text{C}$ определяем допустимую плотность дождя $q = 1,4 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$.

Расход охлаждающей воды на 1 кг израсходованного топлива при нагреве ее в двигателях от 27 до 50°C

$$w_m = \frac{Q_n^0 \cdot 0,32}{t_2^0 - t_1^0} = \frac{10\,000 \cdot 0,32}{50 - 27} = 139 \text{ кг/кг},$$

где 0,32 — доля подведенного тепла, уносимая с охлаждающей водой.

При удельном расходе топлива $b_g = 0,29 \text{ кг/квт}$ (см. решение задачи 5-28) расход охлаждающей воды при мощности станции $N_g = 1\,700 \text{ квт}$

$$W = N_g b_g w_m = 1\,700 \cdot 0,29 \cdot 139 = 68\,500 \text{ кг/час} = 68,5 \text{ м}^3/\text{час}.$$

При плотности дождя $q = 1,4 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ необходимая площадь орошения градирни

$$F = \frac{W}{q} = \frac{68,5}{1,4} = 49,0 \text{ м}^2.$$

5-31. При $\delta = 6^\circ \text{C}$ и $t_n = 18^\circ \text{C}$ температура воды при входе в конденсаторы $t_1^0 = 24^\circ \text{C}$ и при выходе из конденсаторов $t_2^0 = t_1^0 + 9 = 33^\circ \text{C}$. Температура пара при входе в конденсаторы будет при этом $t_n \approx 33 + 5 = 38^\circ \text{C}$, где 5°C — температурный напор для конденсатора.

Соответствующее температуре t_n абсолютное давление пара при входе в конденсаторы $p_n = 0,067 \text{ атм}$. При этом давлении удельный расход пара турбинами при полной конденсационной нагрузке $d_n = 3,5 \text{ кг/квт}$ (без учета регенеративного подогрева питательной воды). Суточный расход пара на турбины при числе машино-часов в сутки $m = 4 \cdot 24 = 96$

$$\begin{aligned} D &= m x d_n N_n + (1-x) d_n \mathcal{A} + y D_{\text{отб}} = \\ &= 96 \cdot 0,07 \cdot 3,5 \cdot 25\,000 + (1-0,07) 3,5 \cdot 1\,660\,000 + 0,32 \cdot 3\,000\,000 = \\ &= 6\,955\,000 \text{ кг/сутки} = 6\,955 \text{ т/сутки}. \end{aligned}$$

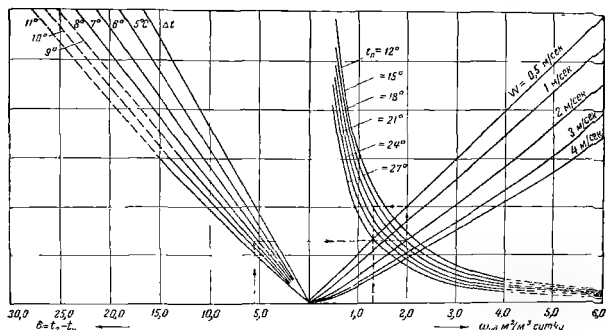
Количество пара, проходящего в конденсатор,

$$D_{\text{конд}} = 6955 - 3000 = 3955 \text{ т/сутки.}$$

При кратности охлаждения $n = 60$ количество воды, проходящей через конденсаторы,

$$W = 3955 \cdot 60 = 237\,300 \text{ т/сутки} \quad 237\,300 \text{ м}^3 \text{ сутки.}$$

Для определения активной поверхности пруда-охладителя пользуемся номограммой ТЭП, изображенной на фиг. 5-11, приняв зону охлаждения воды в пруде (нагрев воды в конденсаторах) равной $\Delta t = 9^\circ \text{C}$ и скорость ветра $w = 2 \text{ м/сек}$. Построение показано на фиг. 5-11 пунктиром. Ключ



Фиг. 5-11. Номограмма ТЭП для определения поверхности прудов-охладителей.

к номограмме $\delta = 6^\circ \rightarrow \Delta t = 9^\circ \rightarrow w = 2 \text{ м/сек} \rightarrow w = 0,5 \text{ м/сек} \rightarrow t_n = 18^\circ \rightarrow \omega = 1,35 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ сутки}$. При необходимой удельной поверхности пруда-охладителя $\omega = 1,35 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ сутки}$ его полная активная поверхность

$$F = W\omega = 237\,300 \cdot 1,35 = 320\,000 \text{ м}^2 = 0,32 \text{ км}^2.$$

Количество испаряющейся из пруда воды с учетом естественного испарения приблизительно равно количеству пара, поступающему в конденсаторы турбин (см. решение задачи 5-27), т. е. в данном случае около $3\,900 \text{ т/сутки}$, что составляет около 1,65% циркулирующей воды.

5-32. По данным решения задачи 5-31 в бассейне должно охладиться $237\,300 \text{ м}^3 \text{ сутки}$ воды, что соответствует.

$$w = \frac{237\,300}{24} = 9\,900 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Производительность сопла вычисляем по формуле

$$w = A\sqrt{H} = 20\sqrt{9} = 60 \text{ м}^3/\text{час.},$$

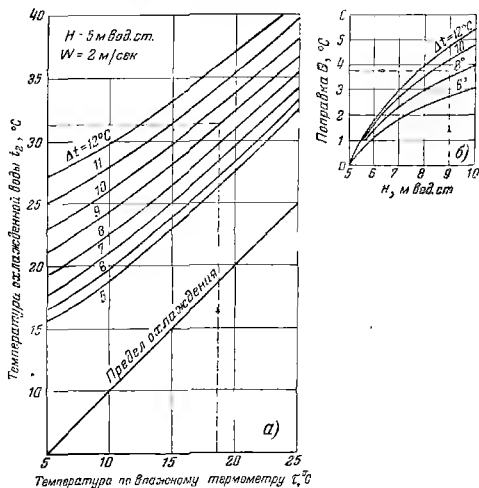
где $H = 9 \text{ м}$ вод. ст. — давление в распределительной линии при соплах Петрова;

A — коэффициент, указанный в таблице 5-4.

Таблица 5-4

Значения коэффициента A в формуле для производительности сопла

Тип сопла	Давление у сопел, м вод. ст.	Диаметр входного отверстия, мм	Диаметр выходного отверстия, мм	Коэффициент A
Виятовое 11-А	5	50	20	4,0
МО-ТЭП	5	50	26	8,1
Ударного типа	5	38	22	2,6
То же	5	30	29	5,1
П-16 (Петрова)	9	50	8	20



Фиг. 5-12. Обобщенная номограмма Л. Д. Бермана для определения охлаждающего эффекта прудов с разбрызгивающими соплами.

Необходимое количество сопел

$$n = \frac{Q}{\omega} = \frac{9900}{60} = 165 \text{ шт.}$$

Приняв ширину бассейна 50 м, расстояние между распределительными трубами 8 м, между соплами $l_1 = 6$ м и от сопел до краев бассейна $l_2 = 7$ м

(защитная зона), располагаем сопла в 24 ряда по семи сопел в ряду и получаем длину бассейна равной 198 м и полную поверхность бассейна $F = 198 \cdot 50 = 9900 \text{ м}^2$. Вычитая из последней поверхность защитной зоны шириной $l_2 = \frac{l_1}{2} \cdot 7 - 3 = 4 \text{ м}$ по всему периметру бассейна, т. е.

$$F_{\text{защ}} = [2 \cdot 198 + 2(50 - 14)] 4 = 1872 \text{ м}^2,$$

получаем активную поверхность бассейна:

$$F - F_{\text{защ}} = F_{\text{акт}} = 9900 - 1872 = 8028 \text{ м}^2,$$

что соответствует плотности дождя

$$q = \frac{w}{F_{\text{акт}}} = \frac{9900}{8028} = 1,23 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час.}$$

Температуру охлажденной воды находим по обобщенной для всех типов сопел номограмме Л. Д. Бермана, изображенной на фиг. 5-12 и составленной для давления перед соплами $H = 5 \text{ м вод. ст.}$ и скорости ветра 2 м/сек. График б даст отрицательные поправки к температуре охлажденной воды при H , отличном от 5 м вод. ст.

Для учета влияния психрометрической разности температур θ_1 — τ найденная по номограмме величина τ_2 должна быть увеличена

$$\text{при } \theta_1 = 0,9; 0,8; 0,7; 0,6$$

$$\text{на } 0,0; 0,5; 1,3; 2,4^\circ \text{ C.}$$

В данном случае при $\Delta t = 9^\circ \text{ C}$ и $\tau = 18,7^\circ \text{ C}$ величина t_2 по графику а оказывается равной $31,7^\circ \text{ C}$ (при $H = 5 \text{ м вод. ст.}$).

Поправка на давление воды ($H = 9 \text{ м вод. ст.}$) равна (график б) $3,8^\circ \text{ C}$ и на психрометрическую разность

$$\frac{\tau}{\theta_1} = \frac{18,7}{25} = 0,75 \approx +1^\circ \text{ C.}$$

Искомая температура охлажденной воды

$$t_2 = 31,7 - 3,8 + 1,0 = 28,9^\circ \text{ C.}$$

5-33. Принимаем для двигателя с $N_1 = 25 \text{ квт}$, работающего с полной нагрузкой, $\eta'_{\text{дв}} = 0,9$ и $\cos \varphi_1 = 0,85$, мощность, требующуюся из сети, причем равной

$$N_1^c = \frac{N_1}{\eta'_{\text{дв}}} = \frac{25}{0,9} = 27,8 \text{ квт}$$

и ток в подводящем кабеле

$$I_1 = \frac{1000 N_1^c}{\sqrt{3} V \cos \varphi_1} = \frac{27800}{1,73 \cdot 500 \cdot 0,85} = 37,8 \text{ а.}$$

При установке электродвигателя с $N_2 = 50 \text{ квт}$ он будет работать с нагрузкой $0,5 N_2 \text{ квт}$ при сниженных вследствие этого к. п. д. и коэффициенте мощности. При $\eta''_{\text{дв}} = 0,75$ и $\cos \varphi_2 = 0,65$ требуемая из сети мощность

$$N_2^c = \frac{0,5 N_2}{\eta''_{\text{дв}}} = \frac{0,5 \cdot 50}{0,75} = 33,4 \text{ квт}$$

и ток в подводящем кабеле

$$I_2 = \frac{1000 N_2^c}{\sqrt{3} V \cos \varphi_2} = \frac{33400}{1,73 \cdot 500 \cdot 0,65} = 59,2 \text{ а.}$$

Таким образом, потребление мощности из сети увеличится на

$$\Delta N^c = N_2^c - N_1^c = 33,4 - 27,8 = 5,6 \text{ кВт}$$

и потеря мощности в подводящем кабеле, пропорциональная квадрату тока, возрастет в

$$\left(\frac{I_2}{I_1}\right)^2 = \left(\frac{59,2}{37,8}\right)^2 \approx 2,5 \text{ раза.}$$

5-34. Удлинение прямого участка трубопровода

$$\Delta = \frac{l \delta t}{100} \text{ мм,}$$

где l — длина трубы, м;

t — температура передаваемой среды, °С;

δ — удельное удлинение, определяемое по таблице 5-5.

Подставляя значения величин в выражение для удлинения, получаем:

$$\text{для стали 15ХМ } \Delta = \frac{50 \cdot 1,43 \cdot 600}{100} = 430 \text{ мм;}$$

$$\text{для стали 1Х18Н9Т } \Delta = \frac{50 \cdot 1,82 \cdot 600}{100} = 546 \text{ мм.}$$

Термическое удлинение трубопровода зависит не от его диаметра и толщины стенки, а только от его длины и коэффициента линейного расширения материала.

Напряжение материала в поперечном сечении трубопровода, закрепленного по концам, определяем, исходя из закона Гука, по формуле

$$\sigma = e E \text{ кг/см}^2, \quad (5-2)$$

где E — модуль нормальной упругости материала по таблице 5-5, кг/см²;
 e — относительное сжатие закрепленного трубопровода, определяемое по формуле

$$e = \frac{\delta 0,01 t}{1000}. \quad (5-3)$$

Подставляя в (5-2) и (5-3) значения величин, имеем:

$$\text{для стали 15ХМ } \sigma = \frac{1,43 \cdot 0,01 \cdot 600}{1000} 1,56 \cdot 10^6 = 13360 \text{ кг/см}^2;$$

$$\text{для стали 1Х18Н9Т } \sigma = \frac{1,82 \cdot 0,01 \cdot 600}{1000} 1,4 \cdot 10^6 = 14630 \text{ кг/см}^2.$$

Из формул (5-2) и (5-3) видно, что напряжение материала зависит только от его относительного сжатия и модуля упругости и не зависит от длины трубопровода.

Сила, действующая на концевые, жестко закрепленные опоры трубопровода,

$$P = f \sigma \text{ кг,} \quad (5-4)$$

где площадь поперечного кольцевого сечения стенки

$$f = \frac{\pi (d_n^2 - d_{сн}^2)}{4} = \frac{3,14 (33,2^2 - 30^2)}{4} = 160 \text{ см}^2.$$

Физические свойства основных марок углеродистой и легированных сталей

Свойства	Сорта сталей	Углеродистая		Молбденная 0,5% Mo	Хромоалбденная		Cr-Ni 18/8 T 1X18H9T
		15	30		1% Cr 0,5% Mo	5% Cr 0,5% Mo	
1. Класс стали		Перлитные		Ферромагнитные		Аустенитные нематнитные	
2. Удлинение δ мм на 1 м и 10J° C в пределах от	0—100° C	1,19	1,1	1,2	1,19	—	1,66
	0—200° C	1,25	1,19	1,26	1,26	1,15	1,70
	0—300° C	1,30	1,27	1,32	1,32	1,22	1,72
	0—400° C	1,36	1,34	1,37	1,37	1,27	1,75
	0—500° C	1,42	1,40	1,42	1,40	1,295	1,79
	0—600° C	1,44	1,44	1,47	1,43	1,315	1,82
	0—700° C	—	—	—	—	1,325	1,86
3. Модуль нормальной упругости E , кг/см ² · 10 ⁸ при	t° C = 20	2,05	2,04	2,1	2,1	—	2,05
	100	1,96	2,0	—	—	—	—
	200	1,88	1,95	—	—	—	—
	300	1,75	1,89	—	1,99	—	—
	400	1,61	1,67	1,89	1,90	—	1,82
	500	—	(1,40)	1,68	1,76	—	1,62
	600	—	—	—	1,56	—	1,34

Подставляя в (5-4) значения величин, получаем:

для стали 15ХМ $P = 160 \cdot 13 \cdot 60 = 2\,140\,000 \text{ кг} = 2\,140 \text{ т}$;

для стали 1Х18Н9Т $P = 160 \cdot 14 \cdot 60 = 2\,340\,000 \text{ кг} = 2\,340 \text{ т}$.

Из решения задачи видно, что удлинения паропровода и вызываемые ими усилия при аустенитных сталях получаются значительно большими, чем при других сталях.

Необходимо иметь в виду, что решение данной задачи получено в предположении упругости деформаций паропровода и пропорциональности их вызывающей деформации силе, что ясно из формулы (5-2). Иначе говоря, истинные усилия, воспринимаемые мертвыми опорами паропровода, были бы равны вычисленным огромным усилиям при условии, что напряжения в материале не превышают предела его текучести, соответствующего рабочей температуре стенки паропровода. Получившись по расчету напряжения материала в несколько раз больше его предела текучести, и действительные усилия окажутся значительно меньше вычисленных, причём ось паропровода получит отклонение от прямой линии.

При проектировании действительных паропроводов необходимо принимать меры к тому, чтобы напряжения в материале не достигали недопустимых величин, превышающих предел текучести (с учетом коэффициента запаса). Для этого трассе паропровода придают конфигурацию, обеспечивающую компенсацию удлинений паропровода при его нагревании до рабочей температуры. Наиболее целесообразно выполнять паропровод из нескольких примерно одинаковой длины участков, расположенных по отношению друг к другу под углами, близкими к 90° (см. „Справочник по котлонадзору“, Госэнергоиздат, 1954). Однако такой идеальный паропровод может быть осуществлен в исключительных случаях, поскольку наиболее целесообразная трасса гибкого паропровода обуславливается фактическим расположением оборудования. При монтаже паропровода его выполняют короче расстояния между мертвыми опорами на величину предполагаемого термического удлинения и растягивают в холодном состоянии на величину этого удлинения. При разогреве так выполненного (со 100-процентной растяжкой) паропровода до рабочей температуры все напряжения в нем, связанные с „холодной растяжкой“, исчезают и остаются лишь напряжения от внутреннего давления и собственного веса. Мертвые опоры должны выдерживать усилия при „холодной растяжке“. Напряжения в трубах при растяжке не должны превосходить предела текучести материала труб при монтажной температуре.

5-35. Определяем средние расчетные параметры пара: $p_{ср} = 0,5(p_k + p_m) = 0,5(38,5 + 35) = 36,75 \text{ атa}$; $t_{ср} = 0,5(t_k + t_m) = 0,5(450 + 435) = 442,5^\circ \text{ C}$. Средний удельный объем пара $v_c = 0,087 \text{ м}^3/\text{кг}$; средний удельный вес пара $\gamma_c = 11,5 \text{ кг/м}^3$. Средний объемный расход пара в секунду

$$D_{сек}^{ср} = \frac{Dv_c}{3600} = \frac{10\,000 \cdot 0,087}{3600} = 1,45 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Необходимое живое сечение паропровода при средней скорости пара $c_c = 50 \text{ м/сек}$

$$f = \frac{D_{сек}^{ср}}{c_c} = \frac{1,45}{50} = 0,029 \text{ м}^2.$$

Ближайший условный проход труб по ГОСТ 356-41 $d_y = 200 \text{ мм}$, чему соответствует $f = 0,0314 \text{ м}^2$.

Расчет паропровода на прочность производим только на напряжениях от внутреннего давления без учета собственного веса и напряжений от термических деформаций¹.

Поскольку температура пара не превосходит $450 + 10 = 460^\circ \text{C}$, где $\Delta t = 10^\circ \text{C}$ — максимальное колебание температуры в условиях эксплуатации, для изготовления паропровода принимаем бесшовные трубы из углеродистой стали марки Ст. 20 по ГОСТ 301-41. Паропровод выполняем сварным встык с присоединением труб к арматуре при помощи фланцев. Соответственно условному диаметру $d_y = 200 \text{ мм}$ наружный диаметр принимаем ближайший по ГОСТ 301-41, а именно: $d_n = 219 \text{ мм}$.

Необходимую толщину стенки определяем по формуле

$$s = \frac{p d_n}{230 R_p + p} + C \text{ мм}, \quad (5-5)$$

где p — рабочее давление, атм ; R_p — допускаемое² напряжение на растяжение, кг/см^2 ; C — добавка на минусовый технологический допуск для толщины стенки и утолщение ее при погире труб.

Для определения величины R_p запас прочности принимаем согласно нормам при расчете по пределу текучести $n_m = 1,8$ и по пределу ползучести $n_n = 1,15$. Для Ст. 20 при $t = 450^\circ \text{C}$ условный предел текучести $\sigma_m^t = 11,5 \text{ кг/мм}^2$ и условный предел ползучести $\sigma_n^t = 5,6 \text{ кг/мм}^2$ (см. табл. Г-11).

При температуре пара больше 400°C за допускаемое напряжение на растяжение принимается меньшая из величин

$$R_p' = \frac{\sigma_m^t}{n_m} = \frac{11,5}{1,8} = 6,4 \text{ кг/мм}^2 \text{ и } R_p'' = \frac{\sigma_n^t}{n_n} = \frac{5,6}{1,15} = 4,87 \text{ кг/мм}^2.$$

Таким образом, $R_p = 4,87 \text{ кг/мм}^2$ (ослабление стенки от поперечных сварных швов встык новыми нормами не предусматривается).

Подставляя в (5-5) значения величин, имеем:

$$s - C = \frac{39 \cdot 219}{230 \cdot 4,87 + 39} = 7,4 \text{ мм.}$$

Поправку C определяем по формуле $C = A(s - C) \text{ мм}$, где $A = 0,2$ (при технологическом допуске на толщину стенки $\pm 15\%$), и получаем: $C = 0,2 \cdot 7,4 = 1,48 \text{ мм}$ откуда толщина стенки $s = 7,4 + 1,48 = 8,88 \text{ мм}$. Округление в меньшую сторону допускается не более 3% , в данном случае — на $8,88 \cdot 0,03 = 0,268 \text{ мм}$, т. е. до $8,61 \text{ мм}$. По сортаменту ГОСТ 301-41 при $d_n = 219 \text{ мм}$ ближайшая большая толщина стенки $s = 9 \text{ мм}$. Предварительно принимаем для изготовления паропровода трубы с $d_n = 219 \text{ мм}$ и $s = 9 \text{ мм}$ и определяем падение давления в паропроводе при внутреннем его диаметре $d_a = 219 - 2 \cdot 9 = 201 \approx 200 \text{ мм}$ по формуле

$$\Delta p = \frac{c_c^2}{2g} \gamma \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \xi \right) \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2, \quad (5-6)$$

где $c_c = 50 \text{ м/сек}$ — действительная скорость пара в паропроводе, равная принятой ранее, поскольку d_a оказался равным d_y ;

¹ Выбор материала и расчет толщины стенки труб сделан согласно «Справочнику по котлонадзору», Госэнергоиздат, 1954 с учетом имеющихся в нем дополнений к нормам ЦКТИ 1950 г.

λ — коэффициент сопротивления для прямых стальных труб при обычной шероховатости $k = 0,2$ мм, определяемый по формуле Б. Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{200} \right)^{0,25} = 0,0196;$$

$\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Приняв по литературным данным¹ коэффициенты сопротивления: для задвижек с $d_y = 200$ мм — 0,25; для колен (отводов) — 0,20; для тройников — 1,5 и для водоотделителя — 7, находим:

$$\Sigma \xi = 6 \cdot 0,25 + 7 \cdot 0,2 + 4 \cdot 1,5 + 7 = 15,9.$$

Подставляя значения величин в формулу (5-6), получаем падение давления пара от котлов до турбин:

$$\Delta p = \frac{50^2 \cdot 11,5}{2 \cdot 9,81} \left(0,0196 \frac{70}{0,2} + 15,9 \right) \cdot 10^{-4} = 3,33 \text{ кг см}^2,$$

что не превышает заданного допустимого падения давления $3,5 \text{ кг/см}^2$, и останавливаемся окончательно на размерах $d_k = 229$ мм и $s = 9$ мм.

Размеры фланцев для присоединения к арматуре выбираем по условному давлению, которое согласно ГОСТ 356-52 на арматуру и соединительные части для паропроводов из углеродистой стали при $p = 39$ атм и $t = 450^\circ \text{C}$ равно 100 атм. По ГОСТ 1264-41 на фланцы, приваренные встык, толщина стенки шейки фланцев при $p_y = 100$ атм и $d_y = 200$ мм не должна быть меньше 13 мм. Толщина стенки трубы в месте приварки к фланцам должна быть равна тоже 13 мм. Поэтому концы участков трубопровода, примыкающие к арматуре, выполняем (на длине $\sim 0,5$ м) из труб с $d_k = 219$ мм и $s = 13$ мм. Сварку встык труб с $s = 9$ мм и $s = 13$ мм (у концов участков) выполняем с внутренней расточкой стенки патрубка с $s = 13$ мм до $s = 9$ мм. Весьма незначительным увеличением падения давления на коротких участках (вблизи фланцев) пренебрегаем.

5-36. Паропроводы из легированных сталей, работающие в условиях ползучести (т. е. при $t > 450^\circ \text{C}$) должны согласно „Временной инструкции по наблюдению за ползучестью и структурными изменениями металла“ (Технический отдел Министерства электростанций, 1948) подвергаться вырежке участка при достижении остаточной деформацией величины 1% для механических испытаний и определения микроструктуры металла. Поскольку паропроводы, работающие в условиях ползучести, рассчитываются, исходя из условного предела ползучести (кг/мм^2), при котором скорость роста остаточных деформаций не превышает 10^{-7} мм/мм час, т. е. $10^{-5}\%$ в час, угрожающее состояние паропровода наступит после его работы в течение приблизительно

$$\tau = \frac{1}{10^{-5}} = 100\,000 \text{ час.}$$

Паропроводы из углеродистой стали, фактически работающие при $t \geq 450^\circ \text{C}$, должны подвергаться указанному выше исследованию при достижении остаточной деформацией величины 1,5%, т. е. после 150 000 час. работы.

Приведенные числа часов τ являются ориентировочными, потому что условные расчетные пределы ползучести определяются на основе испытаний

¹ Л. И. Керцелли и В. Я. Рыжкин, Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1949, § 10, гл. 13.

в течение сравнительно непродолжительного времени работы материалов в условиях ползучести и затем экстраполируются на более продолжительное время. Поэтому работающие паропроводы подлежат тщательному периодическому контролю в отношении величины остаточных деформаций, механических свойств и микроструктуры в течение всего периода работы (с момента ввода в работу). Результаты испытаний сопоставляются с данными испытаний металла в его исходном состоянии. Паропроводы из стали молибденовых марок (типов 15М, 20М и аналогичных), работающие при температурах выше 475° С, подлежат периодическому контролю в отношении графитизации металла, могущей вызвать разрыв труб при малой величине относительной деформации.

5-37. 1. Определение числа элементов батарейного циклона и его сопротивления.

Расход топлива на котел

$$B = \frac{D(i_k - i_{п.в})}{Q_p \eta_{к.у}} = \frac{110 \cdot 10^3 (796 - 151)}{6 \cdot 20 \cdot 0,85} = 13\,200 \text{ кг/час.}$$

Объем дымовых газов на 1 кг топлива при $\alpha = 1,0$ $V_{газ}^{мн} = 7,32 \text{ м}^3/\text{кг}$. Теоретический объем воздуха на 1 кг топлива $V_0 = 6,92 \text{ м}^3/\text{кг}$. При $\alpha' = 1,3$ объем дымовых газов $V_{газ}' = V_{газ}^{мн} + (\alpha' - 1) V_0 = 7,32 + 0,3 \cdot 6,92 = 9,4 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Число элементов циклона определяем согласно нормам треста „Газочистка“ № ГАЗ-19-50, лист 12, 1951.

Сопротивление газового тракта котла (до циклона) по заданию $S = 60 \text{ мм вод. ст.} \approx 60 : 13,6 = 4,4 \text{ м.м рт. ст.}$. Абсолютное давление газов при входе в распределительную камеру циклона $b = 700 - 4,4 = 755,6 \text{ мм рт. ст.}$

Часовой объем дымовых газов $Q = BV_{газ}' = 13\,200 \cdot 9,4 = 124\,000 \text{ м}^3/\text{час.}$

Действительный секундный объем газов при входе в циклон

$$Q'_{сек} = Q \frac{273 + t'_{yx}}{273} \cdot \frac{760}{b} = 124 \cdot 10^3 \frac{(273 + 180) 760}{273 \cdot 755,6} = 207\,100 \text{ м}^3/\text{час} = 57,6 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Действительный удельный вес газов (при $\gamma_0 = 1,32 \text{ кг/м}^3$)

$$\gamma = \gamma_0 \frac{273b}{(273 + t'_{yx}) 760} = 1,32 \frac{273 \cdot 755,6}{(273 + 180) 760} = 0,793 \text{ кг/м}^3.$$

Гидравлическое сопротивление батарейных циклонов принимается по опыту эксплуатации равным $\Delta p = 721 \text{ мм вод. ст.}$ В данном случае $\Delta p = 720,793 = 57 \text{ мм вод. ст.}$ Коэффициент гидравлического сопротивления для циклонных элементов данного типа $\xi = 65$ (фиг. 5-13). Число элементов при диаметре их $d = 0,25 \text{ м}$ находим из формулы

$$n = 0,237 \frac{Q'_{сек}}{d^2} \sqrt{\frac{\xi \gamma}{\Delta p}} = 0,287 \frac{57,6}{0,25^2} \sqrt{\frac{65 \cdot 0,793}{57}} = 265 \cdot 0,952 = 252.$$

Устанавливаем двухсекционный батарейный циклон ПС-10 (с прямоугольными секциями) с числом рядов по ходу газов 10 и числом элементов в одном ряду 13 (для каждой секции), всего 260 элементов.

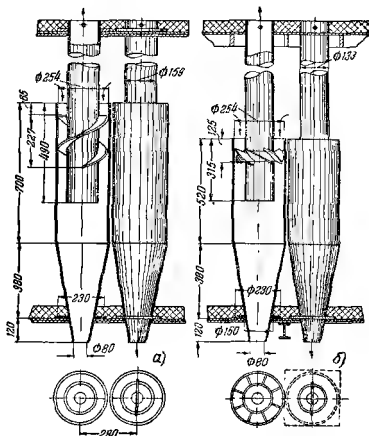
Условная скорость газов в корпусе элемента

$$v = \frac{4Q'_{сех}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 57,6}{200 \cdot 3,14 \cdot 0,0625} = 4,52 \text{ м/сек.}$$

Уточненное сопротивление циклона

$$\Delta p = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma = 65 \frac{4,52^2}{2 \cdot 9,81} 0,793 = 53,8 \text{ мм вод. ст.}$$

2. Определение мощности, требуемой электродвигателем дымососа для преодоления сопротивления циклона.



Фиг. 5-13. Элементы багательного циклона БЦ.

а — с двумя винтообразными лопастями, $\xi = 85$; б — с восьмилопастной розеткой ($\xi = 90$ при $\beta = 25^\circ \text{С}$ и $\xi = 65$ при $\beta = 30^\circ \text{С}$).

Присос воздуха на участке циклон—дымосос принимаем $\Delta\alpha = 0,1$, т. е. $\alpha'' = 1,3 + 0,1 = 1,4$. Температуру уходящих газов при входе в дымосос принимаем $t'_{yx} = 180 - 5 = 175^\circ \text{С}$. Разрежение, создаваемое дымососом, $S' = S + \Delta p = 60 + 53,8 = 113,8 \text{ мм вод. ст.}$, т. е. $113,8 : 13,6 = 8,37 \text{ мм рт. ст.}$. Объем газов на 1 кг топлива при входе в дымосос

$$V''_{газ} = V_{газ}^{мин} + (\alpha'' - 1) V_0 = 7,12 + (1,4 - 1) 6,92 = 10,09 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Абсолютное давление газов при входе в дымосос

$$b' = 760 - S' = 760 - 8,37 = 752 \text{ мм рт. ст.}$$

ния потери давления, которую необходимо создать шибером, установленным на всасывающей стороне вентилятора, делаем следующее построение.

Из точки E , соответствующей желаемой производительности вентилятора Q_2 м³/час, опускаем перпендикуляр EM на ось O_1K_1 . Через точки O_1 и D проводим прямую линию, пересекающую характеристику AB в точке C_1 . Из точки C_1 опускаем перпендикуляр C_1N на ось абсцисс O_1K_1 . Через точку O_1 и точку F пересечения линии C_1N с осью абсцисс O_1K_1 проводим прямую линию, пересекающую линию EM в точке C' . Отрезок EC' представляет собой искомое сопротивление шиберов, установленного на всасе вентилятора, что ясно из следующих соображений.

Из подобия треугольников O_1FN и $O_1C'M$, а также треугольников O_1C_1N и O_1DM следует:

$$\frac{C_1N}{FN} = \frac{DM}{C'M}.$$

Обе части этого равенства представляют собой степени сжатия (вычисленные по отношению абсолютных давлений), создаваемые вентилятором при давлениях входящего в него газа $FN = 1 \text{ атм}$ и $C'M < 1 \text{ атм}$. Таким образом, точкам C_1 и D соответствует одна и та же степень сжатия. Отсюда следует, что точка D лежит на нозой нагнетательной характеристике AB , того же вентилятора (при том же числе оборотов в минуту), отличающейся от характеристики AB тем, что она соответствует давлению на всасе не $1 \text{ атм} = OO_1 = \text{const}$, а изменяющемуся по параболческой характеристике давления $OC'B_1$ дросселирующего шиберов. Для расхода газа Q_2 разрежение на всасе, создаваемое шибером, равно EC' мм вод. ст.

Таким образом, для получения производительности Q_2 м³/час необходимо шибером на напорной стороне вентилятора создавать сопротивление C_2D ; при установке же шиберов на всасе им должно быть создано сопротивление EC' .

Из фиг. 5-14 видно, что

$$DC' < C_1F \text{ и } C_1F < C_2E,$$

откуда следует: $DC' < C_2E$.

Вычитая из обеих частей последнего неравенства одну и ту же величину DE , получаем:

$$EC' < C_2D.$$

Таким образом, при одной и той же производительности вентилятора потери энергии на преодоление сопротивления дросселирующего шиберов меньше при установке его не на напорной, а на всасывающей стороне вентилятора, где его и рекомендуется устанавливать в случае, когда регулирование производительности вентилятора предполагается производить дросселированием¹. Это объясняется тем, что при установке шиберов на всасе в вентилятор поступает газ с меньшим давлением и соответственно меньшим удельным весом, чем при установке шиберов на напорной стороне вентилятора.

¹ Ход доказательства заимствован из книги В. Н. Косточкина „Тяготевые установки электрических станций“, Госэнергоиздат, 1950.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

СЕБЕСТОИМОСТЬ ЭНЕРГИИ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Задача 6-1. Годовые денежные расходы на станции при выработке $\mathcal{E} = 100 \cdot 10^6$ *квтч/год* равны $A = 5 \cdot 10^6$ руб/год, причем расходы на топливо составляют 40% этой суммы. Остальные расходы могут быть приняты постоянными, т. е. не зависящими от количества вырабатываемой энергии. Построить денежную характеристику станции и найти себестоимость одного выработанного киловаттчаса при выработках энергии $75 \cdot 10^6$; $50 \cdot 10^6$; $25 \cdot 10^6$ и $12,5 \cdot 10^6$ *квтч/год*.

Задача 6-2. Годовые денежные расходы по котельной составляют $A_{\text{котл}} = 6,175 \cdot 10^6$ руб/год. Количество выработанного котлами пара $D_{\text{котл}}^{\text{бр}} = 880 \cdot 10^3$ *т/год*. Теплосодержание выработанного пара $i_{\text{к}} = 775$ *ккал/кг*, питательной воды — 140 *ккал/кг*. Коэффициент полезного действия котельной $\lambda_{\text{котл}}^{\text{бр}} = 0,8$. Определять расход условного топлива на 1 *т* выработанного пара, себестоимость сожженной тонны топлива и связь этих величин с себестоимостью 1 *т* выработанного пара.

Задача 6-3. Определить по методу Министерства электростанций себестоимость отпускаемых теплоэлектроцентралями единиц тепла и электроэнергии при следующих условиях.

Отпущено в сеть $\mathcal{E}_{\text{отп}} = 34,0 \cdot 10^6$ *квтч* и $Q = 23\,000$ *млн/ккал*. Полный расход условного топлива на станции $B_{\text{котл}} = 26\,900$ *т*. Из них на выработку электроэнергии приходится $B_{\text{э.э}} = 23\,400$ *т*, т. е. 87%, и на выработку тепловой энергии $B_{\text{т.э}} = 3\,500$ *т*, т. е. 13% (способ распределения полного расхода топлива на $B_{\text{т.э}}$ и $B_{\text{э.э}}$ указан в решениях задач 3-18 и 3-19). Стоимость эксплуатации станции состоит из следующих денежных расходов:

Примые затраты (т. е. относящиеся за счет определенных цехов):

а) тепловые цехи (топливно-транспортный, топливо-подача, топливоприготовление, котельная, водо-подготовка, золоудаление)

2 250 000 руб.

б) теплотехническое отделение	15 000 руб.
в) машинный цех	400 000 "
г) электроцех	200 000 "

Всего прямых затрат	2 865 000 руб.
Опшестанионные расходы	250 000 "

Всего затрат на производство тепловой и электрической энергии 3 115 000 руб.

Задача 6-4. Определить упрощенным способом, применяемым при составлении предварительных соображений и проектных заданий, себестоимости единиц электрической энергии и тепла при их комбинированной выработке на ТЭЦ при следующих условиях.

Выработка электроэнергии $70 \cdot 10^6$ *квтч/год*. Расход электроэнергии на собственные нужды равен 10% выработанной электроэнергии, в том числе (см. задачу 3-20): на производство электроэнергии 7,2%, или $5 \cdot 10^6$ *квтч/год*; на производство тепловой энергии 2,8%, или $2 \cdot 10^6$ *квтч/год*.

Отпуск тепла равен 76 000 млн. *ккал/год*.

Количество топлива $B_{т.в.}$, израсходованного на выработку отпускаемой тепловой энергии, составляет $\alpha = 0,27$ всего количества сожженного топлива $B_{к.т.}$ (см. задачи 3-18 и 3-19).

Доля капиталовложений, приходящаяся на тепловые цехи и котельную, от всех капиталовложений на сооружение ТЭЦ имеет величину $\beta = 0,60$.

Эксплуатационные расходы по всей станции $6,105 \cdot 10^6$ руб/год

В том числе:

стоимость топлива	$3,25 \cdot 10^6$ руб/год
прочие расходы	$2,855 \cdot 10^6$ "

Цену электроэнергии, расходуемой на собственные нужды для данной районной энергосистемы (устанавливается МЭС), принять равной $\Delta S = 1,8$ *коп/квтч*.

Примечание: $\Delta S = (C - S)$ *коп/квтч*,

где C — отпускная цена 1 *квтч*;

S — себестоимость 1 *квтч* на данной станции.

Задача 6-5. Сравнить себестоимость электроэнергии, вырабатываемой электростанциями одной и той же мощности $N_{эф} = 550$ л. с., локомобильной и газогенераторной с двигателями внутреннего сгорания, работающими на антраците, при коэффициентах использования установленной мощности обеих станций 18 и 60% и следующих условиях: $Q_k^n = 6800$ *ккал/кг*, цена топлива 60 *руб/т*; производство к. п. д. генераторов на к. п. д. передачи $\eta_{ген} \eta_{пер} = 0,815$ для обеих станций; абсо-

лютные электрические к. п. д. при $k_u = 60\%$ равны:

локомобильной станции $\eta_{\text{л}}^{\text{лок}} = 0,10$;

газогенераторной станции $\eta_{\text{г}}^{\text{г-ген}} = \eta_{\text{г-аэ}} \eta_{\text{г}}^{\text{дв}} = 0,71 \cdot 0,24 = 0,17$,

где $\eta_{\text{г-аэ}} = 0,71$ — к. п. д. газогенераторной установки и $\eta_{\text{г}}^{\text{дв}} = 0,24$ — к. п. д. двигателей внутреннего сгорания; при коэффициенте использования $k_u = 0,18$ к. п. д. станций составляют 0,9 указанных выше величины, т. е.

$$\eta_{\text{л}}^{\text{лок}} = 0,09 \quad \text{и} \quad \eta_{\text{г}}^{\text{г-ген}} = 0,153;$$

постоянные расходы на локомобильной станции $k_1^{\text{лок}} = 30\,000$ руб/год, на газогенераторной $k_1^{\text{г-ген}} = 50\,000$ руб/год.

Решить ту же задачу при вздорожании топлива до 100 руб/т.

Задача 6-6. Сравнить себестоимость электрической энергии, вырабатываемой электростанциями одной и той же мощности $N_{\text{эф}} = 750$ л. с., локомобильной, работающей на дровах и древесных отбросах, и дизельной, работающей на тяжелом моторном топливе, при коэффициентах использования установленной мощности той и другой станции 25 и 50% и прочих условиях, указанных в табл. 6-1.

Таблица 6-1

Данные для определения себестоимости электроэнергии

№ п/п		Единицы измерения	Локомобильная станция	Дизельная станция
1	Топливо	—	Дрова и древесные отбросы	Мазут
2	Q_k^r	ккал/кг	2 860	10 000
3	Цена топлива	руб/т	25	120
4	То же	коп/кг	2,5	12,0
5	Коэффициент полезного действия станции $\eta_{\text{э}}$ (условно принимается постоянным при различных k_u)	%	10	28,5
6	Коэффициент полезного действия генератора $\eta_{\text{ген}}$	%	—	91,0
7	Произведение к. п. д. генератора и ременной передачи $\eta_{\text{ген}} \eta_{\text{пер}}$	%	81,5	—
8	Постоянные годовые расходы	руб/год	75 000	150 000

Задача 6-7. Выяснить целесообразность установки центрального водяного экономайзера на электростанции с тремя локомотивами ЛМ-VIII по 225 л. с., работающей с числом часов использования установленной мощности $T_{уст} = 4000$ час/год на хвойных дровах ($W_p = 30\%$) с $Q_k^p = 2980$ ккал/кг. В расчете учесть расход электроэнергии на тягу.

Основные заводские данные о локомотивной установке указаны в табл. 6-2.

Цена топлива 25 руб/т франко-котельная. Стоимость сооружения экономайзера приведена в табл. 6-3.

Таблица 6-2

Основные данные о локомотивной установке

№ п/п.	Наименование величин	Единица измерения	Величины
1	Максимально длительная эффективная мощность локомотива $N_{м.д.}$	л. с.	225
2	Максимальная кратковременная мощность $N_{м.к.}$	л. с.	250
3	Удельный расход пара	кг/эфф. л. с. час	5,8
4	Рабочее давление пара	атм	13,0
5	Температура пара	°C	320
6	Теплосодержание перегретого пара	ккал/кг	737
7	Производительность котла D_k при $N_{м.д.}$ и расходе пара на собственные нужды в 5%	кг/час	1375
8	Температура газов за перегревателем	°C	305
9	Падение температуры газов до экономайзера Δt	°C	30
10	Температура питательной воды	°C	40

Задача 6-8. В котельной установлены четыре котла производительностью по 20 т/час (один из них резервный) с водяными экономайзерами и воздухоподогревателями. Теплосодержание пара при выходе из котла $i_{кота} = 785$ ккал/кг ($p_1 = 33$ атм; $t_1 = 425^\circ\text{C}$). Температура питательной воды $t_{п.в.} = 100^\circ\text{C}$. Рабочая теплотворная способность топлива $Q_k^p = 1950$ ккал/кг (отбросы обогащения углей). Цена топлива 6 руб/т. Коэффициент полезного действия котельных агрегатов, а также поверхности нагрева стальных змеевиковых экономайзеров и пластинчатых воздухоподогревателей, вычисленные при расчете котельных агрегатов для различных температур уходящих газов $t_{ух.}$, приведены в табл. 6-13 при условии подогрева воздуха до одной и той же температуры 250°C . Стоимость поверхности нагрева экономайзера с монтажом — 160 руб/м².

Таблица 6-3

Стоимость сооружения экономайзера

№ п/п	Наименование затрат	Единица измерения	Количество	Затраты, руб.	
				Цена	Общая стоимость
I. Оборудование					
1	Поверхность нагрева экономайзера	м ²	110	35	3 850
2	Стоимость каркаса, арматуры				1 300
3	Стоимость монтажа и обмуровки				3 000
	Итого				8 150
II. Строительные работы					
1	Добавочная кубатура здания	м ³	120	85	10 200
2	Фундамент экономайзера				1 000
	Итого				11 200
	Всего затрат				19 350

воздухоподогревателя — 65 руб/ m^2 . Годовые начисления на стоимость пара, зависящие от t_{yx} , составляют 13,5% стоимости хвостовых поверхностей нагрева котлов (амортизация — 8%, ремонт — 4,5%, налоги и сборы — 1%).

Требуется:

1) определить теоретически наивыгоднейшую t_{yx} для чисел часов использования $T_{исп}$ полной мощности трех котлов 2 500 и 5 000 час/год, а также при $T_{исп} = 5 000$ час/год и удорожании топлива до 9 руб/т;

2) предполагая, что в данный момент котельная работает с $t_{yx} = 200^\circ C$, выяснить экономическую целесообразность увеличения хвостовых поверхностей нагрева котлов для понижения t_{yx} от $200^\circ C$ до теоретически наивыгоднейшей при условиях, указанных в п. 1; допустимым сроком окупаемости капиталовложений считать 5 лет.

РЕШЕНИЯ И ОТВЕТЫ К ГЛ. 6

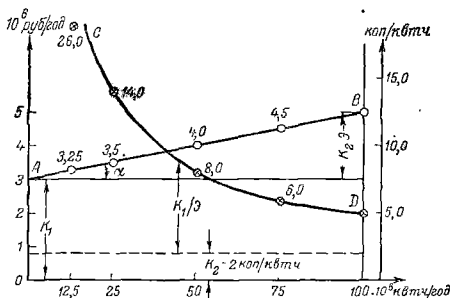
6-1. Полные годовые расходы $A = K_1 + K_2 \Delta$ руб/год, где K_1 руб/год — постоянные расходы и $K_2 \Delta$ руб/год — расходы, зависящие от количества вырабатываемой энергии, равные в основном расходам на топливо и принимаемые условно (с практически допустимой неточностью) пропорциональными количеству вырабатываемой энергии.

Постоянный множитель K_2 представляет собой топливную составляющую себестоимости 1 квтч, пропорциональную (см. задачу 2-4) тангенсу угла α наклона к оси абсцисс денежной характеристики станции АВ (табл. 6-4 и фиг. 6-1).

Удельная себестоимость энергии (табл. 6-1)

$$P = \frac{A}{\Xi} = \frac{K_1}{\Xi} + K_2 \text{ руб/квтч}$$

представлена на фиг. 6-1 кривой CD.



Фиг. 6-1. Характеристика годовых денежных расходов и себестоимость единицы энергии в зависимости от ее выработки.

Таблица 6-4
Составляющие денежной характеристики станции
(фиг. 6-1)

Годовая выработка энергии, квтч/год	Годовые расходы, руб/год			Примечание
	Топливо	Постоянные расходы	A	
	$K_2 \cdot \Xi$	$K_1 = 0,6 \cdot 5 \cdot 10^6 = \text{const}$	$K_1 + K_2 \cdot \Xi$	Величина
100 · 10 ⁶	2,0 · 10 ⁶	3,0 · 10 ⁶	5,0 · 10 ⁶	$K_2 = \frac{0,4 \cdot 5 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6} = 0,02 \text{ руб/квтч}$
75 · 10 ⁶	1,5 · 10 ⁶	3,0 · 10 ⁶	4,5 · 10 ⁶	
50 · 10 ⁶	1,0 · 10 ⁶	3,0 · 10 ⁶	4,0 · 10 ⁶	
25 · 10 ⁶	0,5 · 10 ⁶	3,0 · 10 ⁶	3,5 · 10 ⁶	
12,5 · 10 ⁶	0,25 · 10 ⁶	3,0 · 10 ⁶	3,25 · 10 ⁶	

Следует обратить внимание на то, что величина K_1 постоянных годовых расходов обуславливает величину переменной части удельной стоимости энергии $\frac{K_1}{\Xi}$, увеличивающейся по мере уменьшения Ξ (графа 3 табл. 6-5).

Переменные годовые расходы на топливо $K_2 \Theta$ обуславливают постоянную величину удельной себестоимости энергии (топливную составляющую) K_2 , пропорциональную $\lg \tau$ (графа 2 табл. 6-5).

Таблица 6-5

Определение себестоимости 1 кетч

Годовая выработка энергии Θ , кВтч/год	Себестоимость единицы электроэнергии, руб./квтч		
	Топливная составляющая	Переменная часть себестоимости	Полная стоимость
	$K_2 = \text{const}$	$K_1 \lg$	$p = \frac{K_1}{\Theta} + K_2$
100 · 10 ⁶	0,02	$\frac{3,0 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6} = 0,03$	0,05
75 · 10 ⁶	0,02	$\frac{3,0 \cdot 10^6}{75 \cdot 10^6} = 0,04$	0,06
50 · 10 ⁶	0,02	$\frac{3,0 \cdot 10^6}{50 \cdot 10^6} = 0,06$	0,08
25 · 10 ⁶	0,02	$\frac{3,0 \cdot 10^6}{25 \cdot 10^6} = 0,12$	0,14
12,5 · 10 ⁶	0,02	$\frac{3,0 \cdot 10^6}{12,5 \cdot 10^6} = 0,24$	0,26

6-2. Испарительная способность условного топлива

$$u = \frac{Q_{\text{н}} \eta_{\text{к.у}}}{i_{\text{к.тл}} - i_{\text{п.с}}} = \frac{7000 \cdot 0,8}{775 - 140} = 8,8 \text{ м/т.}$$

Расход условного топлива на 1 т выработанного пара

$$b = \frac{1}{u} = \frac{1}{8,8} = 0,1135 \text{ т.т.}$$

Количество сожженного за год условного топлива

$$B_{\text{к.тл}} = D_{\text{к.тл}}^{\text{б.р.}} b = 880 \cdot 10^6 \cdot 0,1135 = 100 \cdot 10^6 \text{ т.год.}$$

Себестоимость сожженной тонны условного топлива

$$Z = \frac{A_{\text{к.тл}}}{B_{\text{к.тл}}} = \frac{6,175 \cdot 10^6}{100 \cdot 10^6} = 61,75 \text{ руб./т.}$$

Себестоимость 1 т выработанного пара, равная произведению величин b и Z ,

$$y = \frac{A_{\text{к.тл}}}{D_{\text{к.тл}}^{\text{б.р.}}} = \frac{A_{\text{к.тл}}}{B_{\text{к.тл}}} \cdot \frac{B_{\text{к.тл}}}{D_{\text{к.тл}}^{\text{б.р.}}} = Zb = 61,75 \cdot 0,1135 = 7,0 \text{ руб./т.}$$

6-3. По методу МЭС прямые затраты на тепловые цехи разнятся на производство тепла и электроэнергии пропорционально соответствующим количествам израсходованного топлива $B_{\text{т.в}}$ и $B_{\text{э.в}}$.

Прямые расходы на теплофикационное отделение относятся целиком на производство тепловой энергии. Прямые расходы на машинный и электротехнический цехи относятся целиком на производство электроэнергии.

Общестанционные расходы распределяются на производство тепла и электроэнергии пропорционально соответствующим прямым затратам.

Соответственно этим указаниям прямые и общие расходы распределяем на производство тепла и электроэнергии следующим образом:

1. На производство электроэнергии относятся:	
1) часть расходов на тепловые цехи, пропорциональная величина $B_{т.э}$, т. е. $0,87 \times 2\,250\,000$	1 960 000 руб.
2) расходы на машинный цех	400 000 "
3) " " электроцех	200 000 "
Итого прямых затрат	2 560 000 руб.,
что составляет 89% от всех прямых затрат, т. е. от 2 865 000 руб.;	
4) часть общестанционных расходов, пропорциональная прямым затратам, относящимся на производство электроэнергии, т. е. $0,89 \cdot 250\,000$	222 500 "
Всего на производство электроэнергии	2 782 500 руб.
II. На производство тепловой энергии относятся:	
1) часть расходов на тепловые цехи, пропорциональная величине $B_{т.э}$, т. е. $0,13 \cdot 2\,250\,000$. . .	290 000 руб.
2) расходы на теплофикационное отделение . . .	15 000 "
Итого прямых затрат	305 000 руб.,
что составляет 11% от всех прямых затрат, т. е. от 2 865 000 руб.;	
3) часть общестанционных расходов, пропорциональная прямым затратам, относящимся на производство тепловой энергии, т. е. $0,11 \cdot 250\,000$. .	27 500 руб.
Всего на производство тепловой энергии	332 500 руб.

Таким образом, себестоимость отпускаемой электроэнергии

$$P_{отп} = \frac{2\,782\,500 \cdot 100}{34,0 \cdot 10^6} = 8,2 \text{ коп катч};$$

себестоимость отпускаемого тепла

$$q_{отп} = \frac{332\,500}{23\,000} = 14,45 \text{ руб. млн. ккал.}$$

6-4. Доля топлива, относимая на выработку отпущенной тепловой энергии, от количества сожженного в котельной топлива составляет:

$$\alpha = \frac{B_{т.э}}{B_{котл}} = 0,27.$$

Остальные расходы относятся на стоимость отпускаемой тепловой энергии в доле, равной произведению

$$\alpha\beta = 0,27 \cdot 0,6 = 0,162.$$

Таким образом, расходы на отпускаемую тепловую энергию составляют:

1. Стоимость топлива в размере . . . $3,25 \cdot 10^6 \cdot 0,27 = 880 \cdot 10^3$ руб год
2. Прочие расходы в размере . . . $2,855 \cdot 10^6 \cdot 0,162 = 464 \cdot 10^3$ "

3. Стоимость электроэнергии для
собственных нужд $2 \cdot 10^6 \cdot 0,018 = 36 \cdot 10^3$ руб./год

Итого $1\,380 \cdot 10^3$ руб./год

На электроэнергию относятся

1. Эксплуатационные расходы $6\,105 \cdot 10^3 - (880 + 464) \cdot 10^3 = 4\,761 \cdot 10^3$ руб./год

2. Стоимость электроэнергии
для собственных нужд $5 \cdot 10^6 \cdot 0,018 = 90 \cdot 10^3$ "

Итого $4\,851 \cdot 10^3$ руб./год

Себестоимость одного выработанного киловаттчаса составляет:

$$\frac{4\,761 \cdot 10^3}{70 \cdot 10^6} \cdot 100 = 6,8 \text{ коп./квтч.}$$

Себестоимость отпущенного киловаттчаса равна

$$\frac{4\,851 \cdot 10^3}{63 \cdot 10^6} \cdot 100 = 7,7 \text{ коп./квтч.}$$

Себестоимость отпущенного миллиона килокалорий составляет

$$\frac{1\,380 \cdot 10^3}{76 \cdot 10^3} = 18,2 \text{ руб./млн. ккал.}$$

Примечание. Способы распределения денежных расходов между тепловой и электрической выработкой станции, указанные в решениях задач 6-3 и 6-4, являются условными в той же степени и по тем же причинам, что и распределение по методу МЭС всего сожженного в котельной топлива $B_{к.тл}$ на расходы $B_{т.в}$ и $B_{э.в}$, приведенное в решениях задач 3-18 и 3-19.

6-5. 1. Количество выработанной за год электроэнергии составляет:

$$\text{при } k_u = 18\% \quad \mathcal{E} = N_{\mathcal{E}} \eta_{ген} \eta_{пер} \cdot 0,736 \cdot 8\,760 \cdot 0,18 =$$

$$= 551 \cdot 0,815 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 8\,760 \cdot 0,18 = 521\,000 \text{ квтч/год.}$$

$$\text{при } k_u = 60\% \quad \mathcal{E} = 550 \cdot 0,815 \cdot 0,736 \cdot 8\,760 \cdot 0,60 =$$

$$= 1\,735\,000 \text{ квтч/год.}$$

Цена 1 кг топлива равна

$$\frac{60 \cdot 100}{1\,000} = 6,0 \text{ коп./кг.}$$

2. Определяем топливную составляющую себестоимости 1 квтч, для чего находим удельный расход топлива по формуле

$$b = \frac{810}{\eta_{ст} Q_{н}^p} \text{ кг./квтч}$$

и составляем табл. 6-6.

Таблица 6-6

Топливная составляющая себестоимости 1 квтч

Тип станции	Расход топлива, кг/квтч		Стоимость топлива, коп./квтч	
	$k_u = 18\%$	$k_u = 60\%$	$k_u = 18\%$	$k_u = 60\%$
Локомотивная	$\frac{860}{0,09 \cdot 6\,800} = 1,4$	$\frac{860}{0,10 \cdot 6\,800} = 1,26$	$1,4 \cdot 6,0 = 8,4$	$1,26 \cdot 6,0 = 7,55$
Газогенераторная	$\frac{860}{0,153 \cdot 6\,800} = 0,83$	$\frac{860}{0,17 \cdot 6\,800} = 0,75$	$0,83 \cdot 6,0 = 4,97$	$0,75 \cdot 6,0 = 4,5$

3. В табл. 6-7 приведены данные для определения полной себестоимости 1 *квтч* для обеих станций при указанных выше различных коэффициентах использования.

Таблица 6-7

Себестоимость 1 *квтч* при цене топлива в 60 *руб/т*

Вид расходов	Денежные расходы, коп/ <i>квтч</i>			
	$k_u = 18\%, \Sigma_{\text{тод}} = 520\,000 \text{ квтч}$		$k_u = 60\%, \Sigma_{\text{тод}} = 1\,735\,000 \text{ квтч}$	
	Тип станции		Тип станции	
	Локомотивная	Газогенераторная	Локомотивная	Газогенераторная
Топливная составляющая	8,4	4,97	7,55	4,5
Переменная часть себестоимости $K_1/\Sigma_{\text{тод}}$	$\frac{30\,000 \cdot 100}{520\,000} = 5,77$	$\frac{50\,000 \cdot 100}{520\,000} = 9,62$	$\frac{30\,000 \cdot 100}{1\,735\,000} = 1,72$	$\frac{50\,000 \cdot 100}{1\,735\,000} = 2,88$
Полная себестоимость 1 <i>квтч</i>	14,17	14,99	9,27	7,38

Как видно из табл. 6-7, газогенераторная станция при малом использовании менее экономична, чем локомотивная, несмотря на большее техническое совершенство, т. е. лучший к. п. д. Происходит это вследствие больших постоянных расходов на газогенераторной станции, обуславливающих большую переменную часть себестоимости 1 *квтч* (9,62 *коп/квтч*) при малой выработке электроэнергии. При хорошем использовании станции ($k_u = 60\%$) газогенераторная станция становится экономичнее локомотивной, т. е. производит более дешевую электроэнергию.

4. При удорожании топлива до 100 *руб/т* газогенераторная станция становится экономичнее локомотивной даже при малом коэффициенте использования ($k_u = 18\%$), что видно из табл. 6-8.

Таблица 6-8

Себестоимость 1 *квтч* при цене топлива в 100 *руб/т*

Вид расходов	Денежные расходы, коп/ <i>квтч</i>	
	$k_u = 18\%, \Sigma_{\text{тод}} = 520\,000 \text{ квтч}$	
	Тип станции	
	Локомотивная	Газогенераторная
Топливная составляющая . .	$1,4 \cdot 10,0 = 14,0$	$0,83 \cdot 10,0 = 8,3$
Переменная часть себестоимости	$\frac{30\,000 \cdot 100}{520\,000} = 5,77$	$\frac{50\,000 \cdot 100}{520\,000} = 9,62$
Полная себестоимость 1 <i>квтч</i>	19,77	17,92

6-6. Основные величины расчета себестоимости электроэнергии приведены в табл. 6-9.

Из п. 6 табл. 6-9 видно, что при $k_u = 25\%$ локомотивная станция экономичнее дизельной, а при $k_u = 50\%$ дизельная станция экономичнее локомотивной.

6-7. На основе данных типового проекта Союзтранспроекта для локомотивной станции с локомотивами ЛМ-VIII, работающей на указанном топливе, составлен сравнительные табл. 6-10 и 6-11.

Таблица 6-9

Основные данные из расчета себестоимости энергии

№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	Локомотивная станция	Дизельная станция
1	Мощность на эжжмах генераторов . .	квт	450	500
2	Годовая выработка электроэнергии при: $k_u = 25\%$ $k_u = 50\%$	квтч/год квтч/год	9 000 1 960 000	1 100 000 2 200 000
3	Удельный расход топлива (натурального)	кг/квтч	3,0	0,3
4	Топливная составляющая себестоимости единицы энергии	коп/квтч	7,5	3,6
5	Переменная часть себестоимости единицы энергии: $k_u = 25\%$ $k_u = 50\%$	коп/квтч коп/квтч	7,65 3,82	13,6 6,8
6	Себестоимость единицы энергии при: $k_u = 25\%$ $k_u = 50\%$	коп/квтч коп/квтч	15,15 11,32	17,2 10,4

Таблица 6-10

Тепловой баланс и расход топлива

№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	С экономайзером	Без экономайзера
1	Тепловой баланс котельной установки: Потеря тепла с уходящими газами q_2 при $t_{yx} = 177^\circ \text{C}$ Потеря тепла от химической неполноты горения q_3 Потеря тепла от механической неполноты горения q_4 Потеря тепла во внешнюю среду, включая потери боровом от локомотива до экономайзера (1%) q_5	% % % %	9,65 2,0 1,0 10,55	17 2,0 1,0 9,55
	Σ потерь	%	23,2	29,55
2	Коэффициент полезного действия котельной установки: $\eta_{к.у} = 100 - \Sigma q_{пот}$	%	76,8	70,45
3	Часовой парадный расход топлива на три локомотива: $B_q = \frac{3D_k(i_k - i_{n,s})}{Q \cdot \eta_{к.у}}$	кг	1 212	1 322
4	То же с учетом 10% эксплуатационных надбавок	кг/час	1 333	1 464

Исходя из данных таблицы 6-10, годовая экономия топлива от применения экономайзера при 4 000 час./год использования максимально длительной производительности котлов

$$\Delta B = (1\,454 - 1\,333) \cdot 4\,000 = 484\,000 \text{ кг/год} = 484 \text{ т/год.}$$

Таблица 6-11

Основные данные из расчета тяговой установки

№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	С экономайзером	Без экономайзера
1	Сопротивления элементов газового тракта (при максимальной длительной мощности котлов):			
	а) Разрежение вверху топки . . .	мм вод. ст.	6,0	6,0
	б) Сопротивление котла и перегревателя	мм вод. ст.	5,80	5,80
	в) Сопротивление борова от котла до экономайзера при работе трех локомотивов	мм вод. ст.	12,7	12,7
	г) Сопротивление экономайзера . .	мм вод. ст.	23,1	—
	д) Сопротивление борова от экономайзера до трубы и самой трубы с учетом ее самотяги и динамического давления при выходе газов из трубы ¹	мм вод. ст.	18,1	18,1x = 18,1 · 1,25 = 22,6
	Σ сопротивлений S . . .		65,7	47,1
2	Необходимое давление дымососа с учетом запаса в ~ 30% на моменты максимально кратковременной нагрузки $N_{м.к.}$	мм вод. ст.	85,0	10,0
3	Необходимая производительность дымососа (по $N_{м.к.}$):			
	$Q = 1,1 V_n \cdot B_n \cdot \frac{273 + t_{yx}}{273} \cdot \frac{760}{b},$	м ³ /час	13 500	16 650
	где V_n — объем газов перед дымососом	м ³ /кг	5,83	5,56
	B_n — часовой расход топлива . .	кг/час	1 212	1 322
	t_{yx} — температура газов перед дымососом	°C	177	275
	b — барометрическое давление	мм рт. ст.	740	740

¹ Коэффициент увеличения сопротивления этого участка газового тракта при отсутствии экономайзера

$$x = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{16\,650}{13\,500} \right)^2 \frac{273 + 177}{273 + 250} = 1,25.$$

При цене топлива 25 руб/т франко-котел'ная стоимость сбереженного топлива составляет 12 100 руб/год. Расход электроэнергии на тягу при работе с экономайзером при 4 000 час. использования по данным табл. 6-11 составляет

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_1^{год} &= \frac{Q_1 S_1 0,736}{1,10 \cdot 3600 \cdot 75 \eta_{в.дв}} \cdot 4000 = \\ &= \frac{13500 \cdot 65,7 \cdot 0,736}{1,10 \cdot 3600 \cdot 75 \cdot 0,5 \cdot 0,9} \cdot 4000 = 19500 \text{ квтч/год.} \end{aligned}$$

Расход электроэнергии при работе без экономайзера

$$\mathcal{E}_2^{год} = \frac{16650 \cdot 47,1 \cdot 0,736}{1,10 \cdot 3600 \cdot 75 \cdot 0,5 \cdot 0,9} \cdot 4000 = 17200 \text{ квтч/год.}$$

Увеличение годовой стоимости электроэнергии на тягу от установки экономайзера при цене электроэнергии 12 коп/квтч составляет:

$$(19500 - 17200) 0,12 = 276 \text{ руб/год.}$$

Для определения срока окупаемости начальных затрат составляем табл. 6-12 суммарных годовых эксплуатационных расходов.

Таблица 6-12

**Годовые эксплуатационные расходы, связанные
с установкой экономайзера**

Уменьшение расходов			Увеличение расходов		
№ п/п	Наименование	Сумма, руб/год	№ п/п	Наименование	Сумма, руб/год
1	Экономия на топливе	12 100	1	Амортизация оборудования—0,1·8 150 . . .	815
			2	Ремонт оборудования—0,015·8 150	367
			3	Амортизация зданий и сооружений 0,026 × × 11 200	291
			4	Ремонт зданий и сооружений 0,01·11 200 . .	112
			5	Электроэнергия	276
	Итого . . .	12 100		Итого . .	1 861

Экономия в годовых расходах составит 12 100 — 1 861 = 10 239 руб/год.

Срок окупаемости экономайзерной установки определяется делением начальных затрат на годовую экономию в эксплуатационных расходах и в данном случае оказывается равным

$$\frac{19500}{10239} \approx 1,88 \text{ года.}$$

При таком сроке окупаемости установка экономайзера бесспорно целесообразна.

кривую I — при $T_{усл} = 2500$ час/год и цене топлива 6 руб/т;
 кривую II — при $T_{усл} = 5000$ час/год и цене топлива 6 руб/т;
 кривую III — при $T_{усл} = 5000$ час/год и цене топлива 9 руб/т.

Минимумы кривых I, II, III получаются соответственно при $t_{yx} = 180$, 160 и 140°C ; эти температуры уходящих газов и являются теоретически наивыгоднейшими при указанных выше $T_{усл}$ котельной и ценах на топливо.

Из анализа этих кривых видно, что чем больше стоимость годовой экономии топлива при понижении t_{yx} (чем выше лежат кривые I, 2, 3), тем ниже лежит теоретически наивыгоднейшая t_{yx} , т. е. тем большие поверхности выгодно иметь у хвостовых элементов котлов. Поскольку стоимость годовой экономии топлива растет при увеличении цены топлива и годового числа часов использования котельной, увеличение каждой из указанных величин понижает наивыгоднейшую температуру уходящих газов. Уменьшение этих величин, наоборот, увеличивает наивыгоднейшую температуру уходящих газов и соответственно уменьшает величину целесообразных капиталовложений на сооружение хвостовых элементов котлов.

II. Вопрос об экономической целесообразности увеличения поверхностей нагрева экономайзеров от величины, соответствующей $t_{yx} = 200^\circ\text{C}$, до величины, соответствующей наивыгоднейшей t_{yx} , решается путем определения срока окупаемости капиталовложений, необходимых для сооружения добавочных поверхностей нагрева.

а) При $T_{усл} = 2500$ час/год и цене топлива 6 руб/т для понижения t_{yx} от 200 до 180°C необходимо затратить (см. кривую I фиг. 6-2) $ab = 406 \cdot 10^3 - 364 \cdot 10^3 = 42 \cdot 10^3$ руб. на сооружение добавочных поверхностей экономайзеров; при этом экономия в эксплуатационных расходах будет составлять $bc = 76 \cdot 10^3 - 74,3 \cdot 10^3 = 1,7 \cdot 10^3$ руб/год и срок окупаемости капиталовложений окажется равным

$$\tau_1 = \frac{ab}{bc} = \frac{42 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 10^3} = 24,7 \text{ года,}$$

что значительно больше допущенных в условии задачи 5 лет. Таким образом, нецелесообразно понижать t_{yx} с 200 до 180°C .

б) Аналогичный расчет при $T_{усл} = 5000$ час/год и той же цене топлива 6 руб/т дает срок окупаемости (см. кривую II фиг. 6-2)

$$\tau_2 = \frac{a_1 b_1}{b_1 c_1} = \frac{478 \cdot 10^3 - 364 \cdot 10^3}{102 \cdot 10^3 - 88,5 \cdot 10^3} = \frac{114 \cdot 10^3}{14,5 \cdot 10^3} \approx 7,9 \text{ года.}$$

Таким образом, понижать t_{yx} до наивыгоднейшей теоретической величины 160°C и при этих условиях нецелесообразно; экономически может быть оправдано понижение ее только до $\sim 180^\circ\text{C}$; для этой температуры срок окупаемости капиталовложений оказывается равным

$$\tau_2' = \frac{a_2 b_2}{b_2 c_1} = \frac{406 \cdot 10^3 - 364 \cdot 10^3}{103 \cdot 10^3 - 93,8 \cdot 10^3} = \frac{42 \cdot 10^3}{9,2 \cdot 10^3} = 4,53 \text{ года.}$$

т. е. находятся в пределах допущенного срока.

в) При $T_{усл} = 5000$ час/год и вздорожании топлива до 9 руб/т понижать t_{yx} от 200°C до теоретически наивыгоднейшей величины в 140°C тоже нецелесообразно, так как срок окупаемости добавочных поверхностей нагрева будет равен:

$$\tau_3 = \frac{a_3 b_3}{b_3 c_3} = \frac{595 \cdot 10^3 - 364 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^3 - 9 \cdot 10^3} = \frac{231 \cdot 10^3}{1 \cdot 10^3} = 231 \text{ года.}$$

М.п.п.	Наименование	Единица измерения	Температура уходящих газов, °C				
			120	140	160	180	200
1	Коэффициент полезного действия котельной установки	%	84,2	83,21	81,90	80,30	78,8
2	Часовая расход топлива на один котел:	кг/час	8350	8450	8600	8750	8900
3	Топливный расход топлива на три котла (четыре котла в резерве) при годовом часов экстенсивном режиме работы котлов $T_{гн} = 2500$ часов/год с учетом часов экстенсивного наплавов к расходу топлива в режиме 10-а	м³/год	69 000	70 000	71 000	72 250	73 500
4	То же при $T_{гн} = 5000$ часов/год	м³/год	138 000	140 000	142 000	144 500	147 000
5	Перепад температур при $t_{гх} = 120^{\circ}\text{C}$:	м³/год	69 000	70 000	71 000	72 250	73 500
6	Стоимость перерасхода топлива при цене его в 6 руб/м³:	м³/год	—	1 000	2 000	4 000	6 500
	а) при $T_{гн} = 2500$ часов/год	м³/год	—	1 000	2 000	4 000	6 500
	б) при $T_{гн} = 5000$ часов/год	м³/год	—	2 000	4 000	8 000	13 000
6	Стоимость перерасхода топлива при цене его в 6 руб/м³:	руб/год	—	6 000	12 000	24 000	39 000
	а) при $T_{гн} = 2500$ часов/год (крявая 1 фиг. 6-2)	руб/год	—	6 000	12 000	24 000	39 000
	б) при $T_{гн} = 5000$ часов/год (крявая 2 фиг. 6-2)	руб/год	—	12 000	24 000	48 000	78 000

М.п.п.	Наименование	Единица измерения	Температура уходящих газов, °C				
			120	140	160	180	200
7	Стоимость перерасхода топлива при цене его 9 руб/м³ и $T_{гн} = 500$ часов/год (крявая 3 фиг. 6-2)	руб/год	—	18 000	36 000	54 000	81 000
8	Поврежденность катранов:	м²	380	325	270	230	200
9	а) возмущенного подогревателя $H_{гн}$ б) возмущенного подогревателя $H_{гн} \cdot 160$ в) четырех водоподогревателей 4 $H_{гн} \cdot 160$ г) полная стоимость экономизаторов 13,5 К	м²	2120	1630	1300	1100	1000
9	Стоимость:	руб.	244 000	170 000	140 000	120 000	104 000
	а) четырех водоподогревателей 4 $H_{гн} \cdot 160$	руб.	550 000	425 000	338 000	286 000	260 000
	б) полная стоимость экономизаторов 13,5 К	руб.	794 000	595 000	478 000	406 000	364 000
10	Головные начисления на стоимость пара равная 13,5 К	руб/год	107 000	80 500	64 500	54 800	49 000
11	Суммарные годовые расходы с наливом экономизаторов:	руб/год	107 000	80 500	64 500	54 800	49 000
	а) при $T_{гн} = 2500$ часов/год (пункты 6а + 10, крявая 1 фиг. 6-2)	руб/год	107 000	80 500	64 500	54 800	49 000
	б) при $T_{гн} = 5000$ часов/год (пункты 6б + 10, крявая 2 фиг. 6-2)	руб/год	107 000	80 500	64 500	54 800	49 000
	в) при $T_{гн} = 5000$ часов/год и цене топлива 9 руб/м³ (пункты 7 + 10, крявая 3 фиг. 6-2)	руб/год	107 000	80 500	64 500	54 800	49 000

Продолжение

Изменение капитальных и годовых расходов в зависимости от $t_{гх}$

Таблица 6-13

При понижении t_{yx} до $\sim 155^\circ\text{C}$ срок окупаемости дополнительных капиталовложений будет около 5 лет; таким образом, $t_{yx} = \sim 155^\circ\text{C}$ при данных условиях и будет экономически целесообразной. Из перечисленных примеров видно, что не всегда следует стремиться к осуществлению теоретически наилучшей t_{yx} . Исходя из соображений о сроке окупаемости хаотических поверхностей нагрева, иногда приходится их рассчитывать на более высокую t_{yx} .

Необходимо отметить, что по принятым чисто технического характера очень часто приходится строить котельные агрегаты для работы с t_{yx} еще более высокой, так как осуществление t_{yx} , допустимой по соображениям о сроке окупаемости капиталовложений t_{yx} , потребует сооружения не только по подборам хаотических поверхностей нагрева и может вызвать вследствие выделения росы из дымовых газов ржавление хаотических поверхностей. Незначительными изменениями при различных t_{yx} стоимости, точности экранов и паропроводителей, а также электрической энергии, расходов на топливо и установку, при решении задачи в данном случае пренебрегают.

ФИЗИЧЕСКИЕ КОНСТАНТЫ НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА
ТАБЛИЦА П-1

Давление p , атм	Температура насыщения t_p , $^\circ\text{C}$	Удельный объем воды ρ_v , г/см ³	Удельный объем пара ρ_g , г/см ³	Теплоемкость жидкости μ , кал/г $^\circ\text{C}$	Теплоемкость пара μ_v , кал/г $^\circ\text{C}$
0,01	6,7	0,001000	131,6	6,73	600,2
0,02	17,2	0,001001	68,25	17,25	604,9
0,03	23,8	0,001003	46,52	23,81	607,8
0,04	28,6	0,001004	35,46	28,67	609,8
0,05	32,6	0,001005	28,72	32,57	611,5
0,06	35,8	0,001006	24,19	35,83	612,9
0,07	38,7	0,001007	20,91	38,67	614,1
0,08	41,2	0,001008	18,45	41,16	615,2
0,09	43,4	0,001009	16,50	43,41	616,1
0,10	45,5	0,001010	14,95	45,35	617,0
0,15	53,6	0,001014	10,20	53,59	620,5
0,20	59,7	0,001017	7,789	59,65	623,1
0,25	64,6	0,001020	6,318	64,54	626,0
0,30	68,7	0,001022	5,274	68,56	628,6
0,35	71,6	0,001024	4,566	71,81	630,5
0,40	74,3	0,001026	4,066	75,41	632,5
0,45	76,8	0,001028	3,641	78,27	634,6
0,50	80,9	0,001030	3,299	80,86	636,1
0,60	85,5	0,001033	2,782	85,47	638,5
0,70	89,5	0,001036	2,408	89,49	640,5
0,80	93,0	0,001038	2,125	93,05	643,4
0,90	96,2	0,001041	1,933	96,25	646,3
1,0	99,1	0,001043	1,725	99,19	648,8
2,0	119,6	0,001060	0,9018	119,94	646,3
3,0	132,9	0,001073	0,6169	133,4	650,7
4,0	142,9	0,001083	0,4709	143,7	655,9
5,0	150,1	0,001092	0,3817	152,1	656,3
6,0	155,1	0,001100	0,3214	159,3	658,3
7,0	158,4	0,001107	0,2778	165,7	659,9
8,0	160,6	0,001114	0,2448	171,4	661,2
9,0	174,5	0,001120	0,2159	176,5	662,3
10,0	179,0	0,001126	0,1980	181,3	663,3
11,0	183,2	0,001132	0,1808	185,7	664,1
12,0	187,1	0,001137	0,1663	189,8	664,9
13,0	190,7	0,001143	0,1540	193,6	665,6
14,0	194,1	0,001148	0,1434	197,3	666,2
15,0	197,4	0,001153	0,1342	200,7	666,9
16,0	200,4	0,001157	0,1261	204,0	667,1
17,0	203,4	0,001162	0,1189	207,2	667,5
18,0	206,1	0,001166	0,1125	210,2	667,8

Продолжение

Давление p , атм	Температура насыщения t_n , °C	Удельный объем воды v' , м ³ /кг	Удельный объем насыщенного пара v'' , м ³ /кг	Теплосодержание	
				жидкости i' , ккал/кг	пара i'' , ккал/кг
19,0	208,8	0,001171	0,1067	213,1	668,2
20,0	211,4	0,001175	0,1015	215,9	668,5
22,0	216,2	0,001143	0,09245	221,2	668,9
24,0	220,8	0,001191	0,08456	226,2	669,2
26,0	225,0	0,001199	0,07838	230,9	669,4
28,0	229,0	0,001207	0,07282	235,4	669,5
30	232,8	0,001214	0,06797	239,6	669,5
32	236,4	0,001222	0,06370	243,7	669,6
34	239,8	0,001229	0,05995	247,6	669,5
36	243,0	0,001236	0,05654	251,3	669,4
38	246,2	0,001243	0,05352	254,9	669,2
40	249,2	0,001249	0,05077	258,4	669,0
45	256,2	0,001266	0,04195	266,6	668,4
50	262,7	0,001283	0,04026	274,3	667,5
60	274,3	0,001315	0,03313	288,3	665,4
70	284,5	0,001347	0,02798	301,0	662,6
80	293,6	0,001379	0,02405	312,8	659,3
90	301,9	0,001412	0,02095	323,8	655,7
100	309,5	0,001445	0,01846	334,2	651,7
110	316,6	0,001480	0,01638	344,2	647,2
120	323,2	0,001517	0,01463	353,9	642,5
130	329,3	0,001557	0,01313	363,4	637,2
140	335,1	0,001600	0,01182	372,7	631,7
150	340,6	0,001644	0,01066	381,9	625,6
160	345,7	0,001693	0,00973	391,1	618,9
170	350,7	0,001748	0,008681	400,4	611,5
180	355,4	0,001812	0,007813	410,1	602,8
190	359,8	0,001893	0,00697	420,4	593,0
200	364,1	0,001987	0,006118	431,3	581,4
222	372,8	0,00247	0,00412	463,0	555,4
224	373,6	0,00267	0,00373	479,0	520,7

ТАБЛИЦА П-2

НАСЫЩЕННЫЙ ВОДЯНОЙ ПАР НИЗКИХ ДАВЛЕНИЙ

Температура, °C	Абсолютное давлени- е, кг/м ² (мм вод. ст.)	Разрежение (при барометрическом давлении 760 мм), мм рт. ст.	Удельный объем, м ³ /кг	Теплосодержание, ккал/кг
0	62,28	755,4	206,3	597,3
1	66,95	755,8	192,6	597,7
2	71,93	754,7	172,9	598,2
3	77,24	754,3	168,2	598,6
4	82,89	753,9	157,3	599,1
5	88,91	753,5	147,2	599,5
6	95,32	753,0	137,8	599,9
7	102,1	752,5	129,1	600,4
8	109,3	752,0	121,0	600,8
9	117,0	751,4	113,4	601,3
10	125,1	750,8	106,4	601,7

Продолжение

Температура, °C	Абсолютное да- вление, кг/м ² (мм вод. ст.)	Разрежение (при баро- метрическом давлении 760 мм), мм рт. ст.	Удельный объем, м ³ /кг	Теплосодер- жание, ккал/кг
11	133,8	750,2	99,91	602,2
12	142,9	749,5	93,84	602,6
13	152,6	748,8	88,18	603,1
14	162,9	748,0	82,90	603,5
15	173,8	747,2	77,97	603,9
16	185,3	746,4	73,39	604,3
17	197,5	745,5	69,10	604,7
18	210,3	744,5	65,09	605,1
19	223,9	743,5	61,34	605,6
20	238,3	742,5	57,84	606,0
22	269,5	740,2	51,50	606,9
24	304,1	737,6	45,93	607,8
26	342,6	734,8	41,04	608,6
28	385,3	731,7	36,73	609,5
30	432,5	728,2	32,93	610,4
32	484,7	724,3	29,57	611,3
34	542,3	720,1	26,60	612,2
36	605,7	715,4	23,97	613,0
38	675,5	710,3	21,63	613,9
40	752,0	704,6	19,55	614,7
42	836,0	698,5	17,69	615,5
44	927,9	691,7	16,04	616,4
46	1 023	684,3	14,56	617,3
48	1 138	676,3	13,23	618,1
50	1 258	667,7	12,04	619,0

ТАБЛИЦА П-3

АБСОЛЮТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ ПАРА И УДЕЛЬНЫЙ ВЕС ВОДЫ ПО ЛИНИИ
НАСЫЩЕНИЯ (ПО ТЕМПЕРАТУРАМ)

t° C	Давление насыщен- ного пара, атм	Удельный вес воды, кг/м ³	t° C	Давление насыщен- ного пара, атм	Удельный вес воды, кг/м ³
0	0,00623	999,87	200	15,857	865
10	0,012513	999,73	210	19,456	853
20	0,02383	998,23	220	23,659	841
30	0,04325	995,67	230	28,531	829
40	0,07520	992,24	240	34,140	814
50	0,12578	988	250	40,56	800
60	0,2031	983	260	47,87	784
70	0,3178	978	270	56,14	768
80	0,4829	972	280	65,46	757
90	0,7149	965	290	75,92	733
100	1,0332	958	300	87,61	718
110	1,4609	952	310	100,64	692
120	2,0245	943	320	115,12	667
130	2,7544	936	330	131,18	641
140	3,685	926	340	148,96	610
150	4,854	917	350	168,63	574
160	6,302	907	360	190,42	528
170	8,076	898	370	214,68	451
180	10,225	887	374	225,22	357
190	12,800	877			

ТАБЛИЦА П-4

ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА, ккал/кг

Давление, атм	Температура, °C											
	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	550	600
5	741	751	761	771	781	791	802	812	822	833	854	885
6	741	751	761	771	781	791	801	812	822	832	858	884
7	740	750	760	770	781	791	801	811	822	832	858	884
8	739	750	760	770	780	790	801	811	821	832	858	884
9	739	749	759	770	780	790	800	811	821	831	857	884
10	738	749	759	769	779	790	800	810	821	831	857	884
11	738	748	758	769	779	789	800	810	820	831	857	883
12	737	748	758	768	779	789	799	810	820	830	857	883
13	736	747	757	768	778	789	799	809	820	830	857	883
14	736	746	757	767	778	788	793	809	819	830	856	883
15	735	746	756	767	777	788	793	809	819	830	856	883
16	735	745	756	767	777	787	793	803	819	829	856	883
17	734	745	755	766	777	787	793	808	819	829	856	882
18	734	744	755	766	776	787	797	808	818	829	855	882
19	733	744	754	765	776	786	797	807	818	829	855	882
20	732	743	754	765	775	786	797	807	818	828	855	882
22	731	742	753	764	775	785	795	807	817	828	855	882
24	730	741	752	763	774	784	795	806	817	827	854	881
26	729	740	751	762	773	784	795	805	816	827	854	881
28	727	739	750	761	772	783	791	805	815	826	853	880
30	726	738	749	760	771	782	793	804	815	826	853	880
32	725	737	748	759	770	781	793	803	814	825	852	880
34	723	735	747	758	770	781	792	803	814	825	852	879
36	722	734	746	757	769	780	791	802	813	824	851	879
38	721	733	745	757	768	779	790	802	813	824	851	879
40	720	732	744	756	767	778	793	801	812	823	851	878
45	716	729	741	753	765	777	788	799	811	822	850	877
50	712	726	738	751	763	775	786	798	809	820	848	876
60	705	720	733	746	759	771	783	791	806	818	846	875
70	697	713	727	741	754	767	779	791	803	815	844	873
80	688	706	721	736	749	763	775	788	800	812	842	871
90	678	693	715	730	745	758	771	784	797	809	839	869
100	665	689	708	724	740	754	767	781	793	806	837	867
120	—	669	693	712	730	745	760	774	787	800	832	863
140	—	643	674	695	718	735	751	766	781	795	827	859
160	—	—	652	682	706	725	742	758	774	788	823	855
180	—	—	620	664	692	714	733	750	767	782	818	851
200	—	—	—	640	676	702	723	742	759	775	813	847
250	—	—	—	—	623	667	695	718	739	758	799	836
300	—	—	—	—	525	617	661	692	717	739	785	825

ТАБЛИЦА II-5

ПАРАМЕТРЫ И ПАРПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

(по ГОСТ 3463-17)

Рабочее давление пара на выходе из котла, кг/см^2	Температура перегретого пара, $^{\circ}\text{C}$	Температура питательной воды, $^{\circ}\text{C}$	Номинальная (максимально длительная) паропроизводительность котла, т/час
8	Насыщенный	20 50	0,2; 0,4; 0,7; 1; 2
13	Насыщенный или перегретый 250, 300 и 350	50	(2,5); 4; 6,5; 10
(16)	(350 и 375)	100	12; 20
(31, 5)	(420)	150; 140	50; 75; 150; 200
39	450	150	12; 20; 35; 50 75; 110
100	510	215	75; 120; 170; 230

Примечания:

1. Паропроизводительность котла обеспечивается для видов топлива, принятых при заказе данного типа котла.

2. Котлы, параметры и паропроизводительность которых взяты в скобки, допускаются применять для вновь проектируемых установок только при невозможности использования котлов основных параметров.

3. Для котлов на рабочее давление 100 кг/см^2 при слоевом сжигании топлива допускается снижение температуры питательной воды до 150 $^{\circ}\text{C}$.

4. Для котлов на рабочее давление 13 кг/см^2 паропроизводительностью 12 и 20 т/час допускается снижение температуры питательной воды до 145 $^{\circ}\text{C}$.

5. Котлы на рабочее давление 100 кг/см^2 , предназначенные для турбин с начальной температурой пара 450 $^{\circ}\text{C}$, должны изготавливаться для температуры перегретого пара 495 $^{\circ}\text{C}$. В этом случае конструкция котлов должна допускать переход на температуру 510 $^{\circ}\text{C}$.

ТАБЛИЦА II-6

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ КОНДЕНСАЦИОННЫЕ

Тип	Начальные параметры		Мощность, кВт	Число оборотов	Номинальная величина рег. отбора, т/час , при				Температура воды, $^{\circ}\text{C}$
	атм	$^{\circ}\text{C}$			1,2 атм	5 атм	7 атм	10 атм	
AT-12	20	400	12 000	3 000	60	—	—	—	По техн. усл.
AK-25	29	400	25 000	3 000	—	—	—	—	
AT-25	29	400	25 000	3 000	100	—	—	—	
AP-25	29	400	25 000	3 000	—	—	150	—	
AP-20	29	400	25 000	3 000	—	—	—	150	
AK-50	29	400	50 000	3 000	—	—	—	—	150
AK-50	29	400	50 000	1 500	—	—	—	—	
AP-0,75	35	435	750	1 000	—	7	—	—	
AK-1,5	35	435	1 500	1 000	—	—	—	—	
AT-1,5	35	435	1 500	1 000	9	—	—	—	
AP-1,5	35	435	1 500	1 000	—	12	—	—	150
AK-2,5	35	435	2 500	1 000	—	—	—	—	150
AT-2,5	35	435	2 500	1 000	14	—	—	—	150
AP-2,5	35	435	2 500	1 000	—	18	—	—	150

Тип	Начальные параметры		Мощность, кВт	Число об/мин.	Номинальная величина рег. отбора, т/час, при				Температура водн. °С
	атм	°С			1,2 атм	5 атм	7 атм	10 атм	
АК-4	35	435	4 000	3 000	—	—	—	—	150
АТ-4	35	435	4 000	3 000	22	—	—	—	150
АП-4	35	435	4 000	3 000	—	25	—	—	150
АК-6	35	435	6 000	3 000	—	—	—	—	150
АТ-6	35	435	6 000	3 000	35	—	—	—	150
АП-6	35	435	6 000	3 000	—	40	—	—	150
АК-12	35	435	12 000	3 000	—	—	—	—	150
АТ-12	35	435	12 000	3 000	65	—	—	—	150
АПТ-12	35	435	12 000	3 000	40	—	—	50	150
ВПТ-12	90	480	12 000	3 000	30	—	—	40	215
ВК-25	90	480	25 000	3 000	—	—	—	—	215
ВТ-25	90	480	25 000	3 000	100	—	—	—	215
ВПТ-25	90	480	25 000	3 000	60	—	—	80	215
ВК-50	90	480	50 000	3 000	—	—	—	—	215
ВК-100	90	480	100 000	3 000	—	—	—	—	215

Примечания. 1. Таблица составлена по ГОСТ 3618-47.

2. Пределы перестановки давления в регулируемых отборах 1,2÷2,5, 4÷6; 6÷8, 8÷12.

ТАБЛИЦА П-7

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Начальные параметры		Мощность, кВт	Число об/мин.	Противодавление, атм	Пределы противодавления, атм
атм	°С				
15	350	750	1 000/3 000	3	2—4
15	350	750	1 000/3 000	6	4—7
15	350	1 500	1 000/3 000	3	2—4
15	350	1 500	1 000/3 000	6	4—7
15	350	2 500	1 000/3 000	3	2—4
15	350	2 500	1 000/3 000	6	4—7
35	435	750	1 000/3 000	3	2—4
35	435	750	1 000/3 000	6	4—7
35	435	1 500	1 000/3 000	3	2—4
35	435	1 500	1 000/3 000	6	4—7
35	435	1 500	1 000/3 000	11	8—13
35	435	1 500	1 000/3 000	15	13—17
35	435	2 500	1 000/3 000	3	2—4
35	435	2 500	1 000/3 000	6	4—7
35	435	2 500	1 000/3 000	11	8—13
35	435	2 500	1 000/3 000	15	13—17
35	435	4 000	3 000	3	2—4
35	435	4 000	3 000	6	4—7

Продолжение

Начальные параметры		Мощность, квт	Число ос.маш.	Противоав- ление, атм	Пределы про- тивоавления, атм
атм	°С				
35	435	4 000	3 000	11	8—13
35	435	4 000	3 000	15	13—17
35	435	6 000	3 000	3	2—4
35	435	6 000	3 000	6	4—7
35	435	6 000	3 000	11	8—13
35	435	6 000	3 000	15	13—17
90	500	6 000	3 000	31	29—33
90	500	12 000	3 000	11	8—13
90	500	12 000	3 000	15	15—21
90	500	12 000	3 000	31	29—33
90	500	25 000	3 000	18	15—21
90	500	25 000	3 000	31	29—33

Примечание Настоящая таблица составлена по ГОСТ 3678-47.

ТАБЛИЦА П-8

МЕХАНИЧЕСКИЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИН
И К. П. Д. ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ (ПРИ $\cos \varphi = 0,8$)

Мощность N_g^k , квт	$\eta_{ген}$ по ГОСТ 13351, %		$\eta_{мех}$, %
	с воздушным ох- лаждением	с водородным охлаждением	
750	93,5	—	96,0
1 500	94,5	—	96,5
2 500	95,0	—	97,0
4 000	96,0	—	97,0
6 000	93,4	—	97,5
12 000	97,0	—	97,8
25 000	97,4	98,0	98,0
50 000	97,6	98,5	98,6
100 000	—	98,7	99,0

ВНУТРЕННИЕ ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ К. П. Д. ТУРБИН В ЗАВИСИМОСТИ ОТ

D , мм	$\eta_{от}$	Начальные параметры		
		20 атм 350° С	29 (35) атм, 400—435° С	90 атм/500° С
15	а	0,60—0,64	—	—
	б	0,63—0,66	—	—
	в	0,63—0,66	—	—
30	а	0,65—0,68	0,65—0,68	—
	б	0,65—0,70	0,68—0,71	—
	в	0,65—0,7	0,67—0,7	—
60	а	0,70—0,73	0,73—0,76	0,70—0,73
	б	0,75—0,78	0,75—0,78	0,75—0,78
	в	0,73—0,76	0,73—0,76	0,72—0,75

Примечание. а — от начальных параметров пара до 5—7 атм (при $p_0=20-35$ атм) $p_0=90$ атм) до 1,2—2,5 атм; в — от 1,2—2,5 атм до 0,64—0,66 атм.

КОЭФФИЦИЕНТЫ ХОЛОСТОГО РАСХОДА ПАРА ДЛЯ ТУРБИН

N_{θ} , квт	p_{θ}, I_{θ} $p_{\theta,ок}$	атм/°С	20/350		
		атм	0,04	1,2	5
1 000		квт	0,14	0,22	0,35
2 500		"	0,12	0,18	0,30
4 000		"	—	—	—
6 000		"	—	—	—
12 000		"	—	—	—
25 000		"	—	—	—
50 000		"	—	—	—
100 000		"	—	—	—

ТАБЛИЦА П-9

НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА И ЕГО РАСХОДА

D, м/час	γ_{01}	Начальные параметры	
		29 (35) атм, 400—135° С	90 атм, 500° С
120	а	0,77—0,8	0,75—0,78
	б	0,78—0,81	0,78—0,81
	в	0,78—0,81	0,76—0,79
250	а	0,79—0,82	0,77—0,80
	б	0,81—0,84	0,81—0,84
	в	0,79—0,82	0,78—0,81
400	а	0,80—0,83	0,78—0,81
	б	0,82—0,84	0,82—0,84
	в	0,8—0,82	0,79—0,81

а до 10—14 атм (при $p_0=10$ атм); б — от 5—7 атм (при $p_0=20-35$ атм) и от 10—14 атм (при

ТАБЛИЦА П-10

ПРИ РАЗЛИЧНЫХ МОЩНОСТЯХ И ПАРАМЕТРАХ ПАРА

35/435 (29/400)			90/500			
0,04	1,2	7	0,04	1,2	14	34
0,12	0,18	0,28	—	—	—	—
0,10	0,15	0,25	—	—	—	—
0,08	0,13	0,22	—	—	—	—
0,07	0,12	0,20	—	—	—	—
0,05	0,11	0,18	0,06	0,09	0,14	0,24
0,05	0,09	—	0,04	0,07	0,12	0,22
0,05	—	—	0,04	—	—	0,21
—	—	—	0,035	—	—	—

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА УГЛЕРОДИСТЫХ, МОЛИБДЕНОВЫХ И ХРОМОМОЛИБДЕНОВЫХ СТАЛЕЙ

ТАБЛИЦА П.11

Сорт стали	Временное сопротивление $\sigma_{0.2}$, кг/мм ²	Условный предел текучести $\sigma_{0.2}$ при R_p С, кг/мм ²						Условный предел излучесги $\sigma_{0.2}$ при R_p С, кг/мм ²									
		200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
		16,0	15,5	14,0	12,5	11,0	9,5	8,0	6,5	5,2	4,1	3,2	2,5	—	—	—	—
10	34	16,0	15,5	14,0	12,5	11,0	9,5	8,0	6,5	5,2	4,1	3,2	2,5	—	—	—	—
15, 15K	37	17,5	17,0	15,5	13,5	12,0	10,5	9,0	7,3	5,8	4,6	3,7	3,0	—	—	—	—
МСт-3	38	18,0	17,0	15,5	13,5	12,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20, 20K	41	19,0	18,8	16,8	14,9	13,0	11,5	10	9,8	6,3	4,9	3,8	3,0	—	—	—	—
25, 25K	44	20,5	20,0	18,0	16,0	14,0	12,5	11,0	8,5	6,7	5,1	3,9	3,0	—	—	—	—
30	—	22,0	22,0	19,5	17,2	15,0	13,5	12,0	8,9	6,9	5,2	3,9	3,0	—	—	—	—
15M и 20M	—	—	—	20,5	19,3	18,0	16,5	15,0	—	—	10,8	8,5	6,6	5,7	4,9	4,2	—
12MХ	—	—	—	22,0	20,5	19,0	18,0	17,0	—	—	13,2	10,8	8,4	7,2	6,1	5,0	4,1
15XМ	—	—	—	23,0	21,5	20,0	19,0	18,0	—	—	14,1	11,4	9,0	7,8	6,8	6,0	5,2

Примечания: 1. Запасы прочности для трубопроводов: $n_g = 1,0$; $n_m = 1,8$; $n_n = 1,16$.

2. Допускаемые напряжения на растяжение R_p : при температуре стенки $t_{ст}$ менее 200° С $R_p = \frac{\sigma_n}{n_g}$, при $t_{ст} = 250 - 400$ ° С

$R_p = \frac{\sigma_m}{n_m}$; при $t_{ст}$ более 400° С R_p принимать меньшую из величин $\frac{\sigma_n}{n_g}$ и $\frac{\sigma_m}{n_m}$.

ТАБЛИЦА П-12

**ПРОХОДЫ УСЛОВНЫЕ АРМАТУРЫ, СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ
И ТРУБОПРОВОДОВ (ГОСТ 355-41)**

Диаметры условных проходов, мм	Соответст- вующая резь- ба арматуры, фитингов и труб (дюй- мовая)	Диаметры условных проходов, мм	Соответст- вующая резь- ба арматуры, фитингов и труб (дюй- мовая)	Диаметры условных проходов, мм	Соответствую- щая резьба арматуры, фитингов и труб (дюймо- вая)
3	$\frac{1}{8}$ "	200	8"	800	—
6	$\frac{1}{4}$ "	(225)	(9")	900	—
(8)	—	250	10"	1 000	—
10	$\frac{3}{8}$ "	(275)	(11")	1 200	—
15	$\frac{1}{2}$ "	300	12"	1 400	—
20	$\frac{3}{4}$ "	(325)	(13")	1 600	—
25	1"	350	14"	1 800	—
32	$1\frac{1}{4}$ "	(375)	(15")	2 000	—
40	$1\frac{1}{2}$ "	400	16"	2 200	—
50	2"	(425)	17"	2 400	—
(60)	—	450	18"	2 600	—
70	$2\frac{1}{2}$ "	(475)	—	2 800	—
80	3"	500	20"	3 000	—
(90)	(3 $\frac{1}{2}$ ")	(550)	(22")	3 200	—
100	4"	600	24"	3 400	—
125	5"	(650)	—	3 600	—
150	6"	700	—	3 800	—
(175)	7"	(750)	—	4 000	—

Примечания. 1. Величины условных проходов, заключенные в скобки, применять не рекомендуется. 2. Условные проходы 13; 16; 38; 55; 65; 76; 110; 140 и 160 мм допускается применять для арматуры и трубопроводов особого назначения.

ТАБЛИЦА П-13

ДОПУСТИМЫЕ СКОРОСТИ СРЕДЫ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Рабочая среда	Тип трубопровода	Допускаемые скорости, м/сек
Перегретый пар $p = 12-35$ ата $p = 90-120$ ата	{ Магистраль { Отвещения { Магистраль { Отвещения { Магистраль	40—80 40—60 35—40 30—40
Насыщенный пар		20—30
Отборный пар		30—50
Отработавший пар		80—100
Конденсат	—	0,5—1,5
Масло	{ Подводящие трубы { Отводящие трубы { Подводящие трубы { Отводящие трубы { Всасывающая линия { Нагнетательная линия	0,8—1,2 0,2—0,3 1,5—2,5 2,0—3,0 0,5—1,5 1,5—2,5
Охлаждающая вода		
Питательная вода		

Примечания. 1. При малых диаметрах следует применять меньшие скорости. 2. Временные (аварийные) скорости для магистралей пара и воды могут достигать вдвое большие.

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из молибденовой и хромомолибденовой сталей с содержанием молибдена не менее 0,4% кг/см^2 , (по ГОСТ 356-32)

Давление условное P_y	Давление пробное P_{np} (но до 100°C)	Давления рабочие наибольшие при температурах сред, $^\circ\text{C}$									
		350	400	425	450	475	500	510	520	530	530
1	2	1	0,9	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4
2,5	4	2,5	2,3	2,1	2,0	1,8	1,4	1,2	1,1	0,9	0,9
4	6	4	3,6	3,4	3,2	2,8	2,2	2,0	1,7	1,4	1,4
6	9	6	5,5	5,1	4,8	4,3	3,3	3,0	2,6	2,2	2,2
10	15	10	9,1	8,6	8,1	7,1	5,5	5,0	4,3	3,6	3,6
16	24	16	15	14	13	11	9	8	7	6	6
25	38	25	28	21	20	18	14	12	11	9	9
40	60	40	36	34	32	28	22	20	17	14	14
64	96	64	58	55	52	45	35	32	28	23	23
100	150	100	91	86	81	71	55	50	43	36	36
160	240	160	145	137	130	114	88	80	69	57	57
200	300	200	182	172	162	142	110	100	86	72	72
250	350	250	227	215	202	177	137	125	108	90	90
320	430	320	291	275	259	227	176	160	137	115	115
400	520	400	364	344	324	284	220	200	172	144	144
500	625	500	455	430	405	355	275	250	215	180	180
640	800	640	580	550	518	454	352	320	275	230	230

Примечание. Условные давления для названных в табл. II-15 допустительно обозначаются буквой М.

II Примечание. Давления в табл. II-14, II-15, II-16 и II-17 указаны избыточные (манометрические).

Давление условное P_y	Давление пробное P_{np} (но до 100°C)	Давления рабочие наибольшие при температурах сред, $^\circ\text{C}$									
		250	300	350	400	425	450	475	500	520	450
1	2	1	1,0	1,0	1,0	1,0	0,7	0,6	0,5	0,4	0,5
2,5	4	2,5	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,1	0,9	1,1
4	6	4	3,7	3,3	2,9	2,6	2,2	1,9	1,6	1,4	1,6
6	9	6	5,5	5,0	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	2,0	2,2
10	15	10	9,7	8,2	7,3	6,4	5,5	4,8	4,1	3,5	3,7
16	24	16	15	13	12	10	9	8	7	6	6
25	38	25	23	20	18	16	14	12	10	9	9
40	60	40	37	33	30	28	24	21	18	15	15
64	96	64	59	52	47	41	35	31	26	22	22
100	150	100	92	82	73	64	55	48	41	35	35
160	240	160	147	131	117	102	88	77	66	56	56
200	300	200	184	164	146	128	110	97	84	72	72
250	350	250	230	205	182	160	140	122	105	90	90
320	430	320	294	262	234	205	176	154	134	115	115
400	520	400	368	328	292	256	220	190	165	140	140
500	625	500	460	410	365	320	275	240	205	175	175

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из углеродистой стали, кг/см^2 (по ГОСТ 356-32 взамен ГОСТ 356-32)

ТАБЛИЦА II-14

ТАБЛИЦА П-16

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из бронзы, латуни и меди, кг/см^2 (по ГОСТ 356-52 взамен ГОСТ 356-43)

Давления условные P_y	Давления пробные (волок) при $t < 100^\circ\text{C}$ $P_{пр}$	Давления рабочие наибольшие при температурах среды, $^\circ\text{C}$		
		120 P_{12}	200 P_{20}	250 P_{25}
1	2	1	1	0,7
2,5	4	2,5	2	1,7
4	6	4	3,2	2,7
6	9	6	5	4
10	15	10	8	7
16	24	16	13	11
25	38	25	20	17
40	60	40	32	27
64	90	64	—	—
100	150	100	—	—
160	240	160	—	—
200	300	200	—	—
250	350	250	—	—

Примечание. Условные давления для изделий по табл. П-16 обозначаются буквой Ц.

ТАБЛИЦА П-17

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из чугуна, кг/см^2 (по ГОСТ 356-52 взамен ГОСТ 356-43)

Давления условные P_y	Давления пробные (волок) при $t < 100^\circ\text{C}$ $P_{пр}$	Чугун			
		Давления рабочие наибольшие при температурах среды, $^\circ\text{C}$			
		120 P_{12}	200 P_{20}	250 P_{25}	300 P_{30}
1	2	1	1	1	1
2,5	4	2,5	2,5	2	2
4	6	4	3,8	3,6	3,2
6	9	6	5,5	5	5
10	15	10	9	8	8
16	24	16	15	14	13
25	38	25	23	21	20
40	60	40	36	34	32

Примечание. Условные давления для изделий по табл. П-17 обозначаются буквой Ч.

ТАБЛИЦА П-1

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из бронзы, латуни и меди, кг/см^2 (по ГОСТ 356-52 взамен ГОСТ 356-43)

Давления условные P_u	Давления пробные (водостойкие) при $t < 100^\circ\text{C}$ P_{np}	Давления рабочие наибольшие при температурах среды, $^\circ\text{C}$		
		120 P_{12}	200 P_{20}	250 P_{25}
1	2	1	1	0,7
2,5	4	2,5	2	1,7
4	6	4	3,2	2,7
6	9	6	5	4
10	15	10	8	7
16	24	16	13	11
25	38	25	20	17
40	60	40	32	27
64	95	64	—	—
100	150	100	—	—
160	240	160	—	—
200	300	200	—	—
250	350	250	—	—

Примечание. Условные давления для изделий по табл. П-16 обозначаются буквой Ц.

ТАБЛИЦА П-2

Давления для арматуры и соединительных частей трубопроводов из чугуна, кг/см^2 (по ГОСТ 356-52 взамен ГОСТ 356-43)

Давления условные P_u	Давления пробные (водостойкие) при $t < 100^\circ\text{C}$ P_{np}	Чугун			
		Давления рабочие наибольшие при температурах среды, $^\circ\text{C}$			
		120 P_{12}	200 P_{20}	250 P_{25}	300 P_{30}
1	2	1	1	1	1
2,5	4	2,5	2,5	2	2
4	6	4	3,8	3,6	3,2
6	9	6	5,5	5	5
10	15	10	9	8	8
16	24	16	15	14	13
25	38	25	23	21	20
40	60	40	36	34	32

Примечание. Условные давления для изделий по табл. П-17 обозначаются буквой Ч.